

⑫ **EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG**

⑪ Anmeldenummer: 89121302.7

⑤ Int. Cl.⁵: **F01L 7/10, F01L 7/18,**
F02M 57/04, F02M 63/00

⑫ Anmeldetag: 17.11.89

③ Priorität: 17.11.88 DE 3838944

④ Veröffentlichungstag der Anmeldung:
 23.05.90 Patentblatt 90/21

⑧ Benannte Vertragsstaaten:
AT BE CH DE ES FR GB IT LI NL SE

⑦ Anmelder: **Ficht GmbH**
Spannleitenberg 1
D-8011 Kirchseeon(DE)

⑦ Erfinder: **Sinseder, Franz**
Jaibing 9
D-8250 Dorfen(DE)
 Erfinder: **Ficht, Reinhold**
Talweg 1e
D-8011 Kirchseeon(DE)
 Erfinder: **Schindler, Manfred**
Föhrenring 37
D-8015 Markt-Schwaben(DE)
 Erfinder: **Baumüller, Andreas**
Mohrstrasse 3
D-8000 München 45(DE)

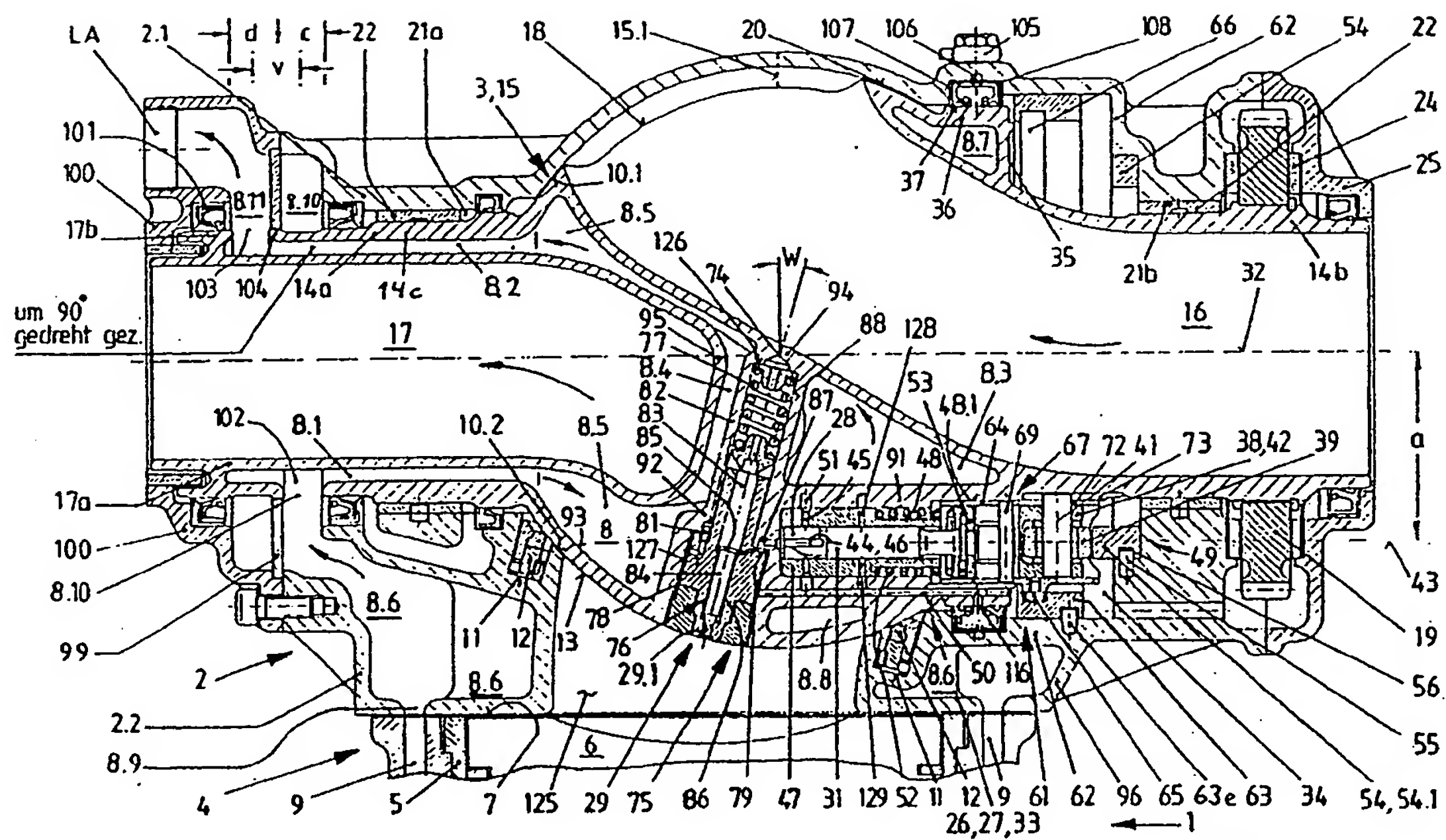
⑦ Vertreter: **Patentanwälte Dr. Solf & Zapf**
Zeppelinstrasse 53
D-8000 München 80(DE)

⑤ Brennkraftmaschine mit mindestens einem rotierenden Steuerelement je Zylinder.

⑤ Eine Brennkraftmaschine (1) mit innerer Verbrennung und mit einzeln bzw. in Reihe angeordneten Zylindern, mit einer eine Einspritzpumpe (27), vorzugsweise eine Hochdruck-Einspritzpumpe, und eine Einspritzdüse (29) umfassenden Einspritzvorrichtung (26) sowie mit mindestens einem rotierenden Steuerelement (3) je Zylinder für die Gasladungswechselvorgänge, das zwischen Zylinderblock (4) und Zylinderdeckel (2) oder in letzterem mit einer zur Zylinderachse, vorzugsweise senkrecht liegenden Rotationsachse (32), angeordnet ist und zwischen zwei sich rotationsaxial erstreckenden Zapfen (14a, 14b) einen mit den Zapfen in fester Verbindung stehenden Steuerkörper aufw ist, wobei den Steuerkörper und die Zapfen (14a, 14b) gleichförmig umgebende Gegenflächen im Zylinderkopf vorgesehen sind und jeder Zapfen (14a, 14b) von einem sich axial erstreckenden Gaskanal (16, 17) durchsetzt ist, der jeweils in einen krümmenförmigen, im Steuerkörper angeordneten Gaskanal übergeht, der an der

Oberfläche des Steuerkörpers mit einer Öffnung (18) austritt, wobei Mittel zur Übertragung einer Rotationsbewegung von der Kurbelwelle auf das Steuerelement (3) vorgesehen sind, der Steuerkörper als kugelförmiger, insbesondere als hohlkugelförmiger Körper (15) ausgebildet ist und die Einspritzdüse (29) im kugelförmigen Körper (15) gelagert ist, ist so auszugestalten, daß bei Gewährleistung einer kleinen und kompakten Bauweise die Zuführung des Einspritzmediums zur Einspritzdüse (29) erleichtert ist. Dies wird dadurch erreicht, daß auch die Einspritzpumpe (27, 327) im kugelförmigen Körper (15) des Kugeldrehschiebers (3) gelagert ist.

EP 0 369 461 A1



Brennkraftmaschine mit mindestens einem rotierenden Steuerelement je Zylinder.

Die Erfindung bezieht sich auf eine Brennkraftmaschine nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

Eine Brennkraftmaschine dieser Art ist Gegenstand der älteren Patentanmeldung PCT/EP 88/00411 der Anmelderin. Bei dieser Diesel-Brennkraftmaschine ist die Einspritzdüse in der Kugel des Kugeldrehschiebers gelagert, wobei die Einspritzpumpe am Zylinderdeckeloberteil angebaut ist. Hierdurch ergibt sich eine relativ große und sperrige Bauweise für die Brennkraftmaschine. Auch ist die Zuführung des Einspritzmediums zur Einspritzdüse nicht einfach.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Brennkraftmaschine der eingangs bezeichneten Art so auszugestalten, daß bei Gewährleistung einer kleinen und kompakten Bauweise die Zuführung des Einspritzmediums zur Einspritzdüse erleichtert ist.

Diese Aufgabe wird durch die kennzeichnenden Merkmale des Anspruchs 1 gelöst. Bei der erfindungsgemäßen Ausgestaltung ist die Einspritzpumpe in dem kugelförmigen Steuerkörper gelagert bzw. in diesen integriert. Hierdurch erhält die Brennkraftmaschine die angestrebte kleinere kompakte Bauweise, wobei die Zuführung des Einspritzmediums deshalb erleichtert ist, weil zum einen der Zuführungsweg ganz wesentlich verkürzt werden kann und zum anderen der Zuführungsweg weder ungewollt unterbrochen wird noch sich durch die Teilungsfuge von im Betrieb der Brennkraftmaschine nur zeitweise miteinander korrespondierenden Bauteilen erstreckt, wie es beim Gegenstand der älteren Patentanmeldung der Fall ist. Die erfindungsgemäße Ausgestaltung führt somit auch zu einer wesentlichen Vereinfachung der Bauweise, wodurch die Herstellungskosten wesentlich verringert werden können. Aufgrund der kleinen und kompakten Bauweise läßt sich die Brennkraftmaschine auch leichter in von ihr angetriebene Fahrzeuge und Maschinen integrieren, so daß sich auch ein vergrößerter Anwendungsbereich für die erfindungsgemäße Brennkraftmaschine ergibt.

Vorteilhafte Weiterbildungen der Erfindung, die ebenfalls zur vorliegenden Problemlösung beitragen, und außerdem die Funktion, die Abdichtung und/oder die Stabilität bzw. Belastbarkeit und Verschleißfestigkeit bestimmter Bauteile verbessern, sind in den Unteransprüchen beschrieben.

Im folgenden ist hervorzuheben, daß die Funktion und die durch die Weiterbildungen der Ansprüche 42 bis 53 erzielbaren Vorteile auch unabhängig von der Funktion der Ausgestaltung gemäß Anspruch 1 und deren Vorteilen angesehen werden können. Diesen Ansprüchen ist deshalb selbständige erfinderische Bedeutung zuzumessen. Diese

Ausgestaltungen ermöglichen zum einen eine vorteilhafte Kühlung des Kugeldrehschiebers und zum anderen eine Abstandsverringerung zwischen den Zylindern bzw. bei vorgegebenen Abständen eine Vergrößerung der Kugeldrehschieber und somit eine stabile, kleine und kompakte Bauweise.

Nachfolgend wird die Erfindung anhand eines in einer Zeichnung dargestellten bevorzugten Ausführungsbeispiels näher erläutert. Es zeigt:

Fig. 1 einen Axialschnitt durch den Zylinderkopf einer erfindungsgemäß ausgestalteten Brennkraftmaschine mit einer in den Kugeldrehschieber der Brennkraftmaschine integrierten Einspritzvorrichtung;

Fig. 2 eine perspektivische Funktionsdarstellung einer Verstellvorrichtung für die Einspritzvorrichtung als Einzelheit;

Fig. 3 den Kugeldrehschieber in perspektivischer Darstellung, teilweise geschnitten;

Fig. 4 eine zwischen dem Zylinderdeckel und dem Kugeldrehschieber der Brennkraftmaschine wirksame Dichtungsanordnung für den Kraftstoff in perspektivischer Schnittdarstellung;

Fig. 5 einen der Fig. 1 entsprechenden Schnitt mit einer Einspritzvorrichtung als zweites Ausführungsbeispiel;

Fig. 6 eine Einzelheit der Fig. 5 in vergrößerter Darstellung;

Fig. 7 einen der Fig. 1 entsprechenden Schnitt mit einer Einspritzvorrichtung als drittes Ausführungsbeispiel;

Fig. 8 eine perspektivische Funktionsdarstellung einer Verstellvorrichtung für die Einspritzvorrichtung nach Fig. 7;

Fig. 9 den Schnitt A-A in Fig. 7;

Fig. 10 einen Zylinderkopf einer Brennkraftmaschine im Schnitt als weiteres Ausführungsbeispiel;

Fig. 11 das Zylinderdeckel-Unterteil nach Fig. 10 in der Draufsicht.

Die in Fig. 1 nur teilweise dargestellte und mit 1 bezeichnete Brennkraftmaschine weist einen Zylinderkopf-Deckel 2 mit einem Oberteil 2.1 und einem Unterteil 2.2 auf. Zwischen dem Oberteil 2.1 und dem Unterteil 2.2 lagert drehbar der Kugeldrehschieber 3. Im unter dem Unterteil 2.2 liegenden Zylinderblock 4 ist in einer Laufbuchse 5 ein Kolben 6 verschiebbar geführt. Das Oberteil 2.1 ist mit dem Unterteil 2.2 und dem darunter liegenden Zylinderblock 4 über Spannschrauben lösbar verbunden.

Das Oberteil 2.1 weist innen eine kalottenförmige Gegenfläche 10.1 auf und im Unterteil 2.2 ist am oberen Ende des Brennraumes eine kugelgewölberingförmige Gegenfläche 10.2 angeordnet. Im

Deckel 2 sind Kühlkanäle vorgesehen, die mit den Kühlkanälen 9 des Zylinderblocks 4 an dessen Zylinderkopffläche verbunden sind. Der Kolben 6 weist eine vorzugsweise rotationssymmetrisch ausgebildete Stirnfläche 7 auf, die jedoch auch je nach verbrennungstechnischen Gesichtspunkten andersartig gestaltet sein kann. In eine Ringnut 11 der Gegenfläche 10.2 des Unterteils 2.2 ist eine ringförmige Dichtleiste 12 eingesetzt, die sich gegen den Boden der Nut 11 und gegen die Kugeloberfläche 13 abstützt.

Der einstückige Kugeldrehschieber 3 besteht aus zwei miteinander gasdicht verschweißten, kugelhalbschalenförmigen Teilen, an die je ein rohrförmiger Lagerzapfen 14a und 14b an einander gegenüberliegenden Seiten zentrisch angeschweißt ist oder andersartig mit den kugelhalbschalenförmigen Teilen verbunden sein kann. Die sich zu einer hohlen Kugel in der äquatorial angeordneten Trennaht 15.1 ergänzenden Teile werden von zwei krümmertförmigen Steuerkanälen 16 und 17 durchsetzt, deren Enden formschlüssig in Steueröffnungen 18 des Kugelkörpers 15 münden, wobei sie das Ende eines oder hier beider rohrförmiger Lagerzapfen 14a und 14b koaxial derart durchsetzen, daß wenigstens auf einer Seite, hier auf der Ausgangsseite (Ausgangs-Steuerkanal 17), jeweils von der Außenmantelfläche des Steuerkanals und einer Innenmantelfläche des Lagerzapfens 14a, 14b begrenzte viertelkreisförmige Kühlkanäle 8.1, 8.2 entstehen, die mit dem Hohlraum 8 des Kugelkörpers 15 verbunden sind.

Der Lagerzapfen 14b weist ferner einen an seiner Außenmantelfläche flanschringartig sich radial nach außen erstreckenden ringförmigen Vorsprung mit einem darauf befestigten Zahnkranz 19 mit radial sich erstreckenden Zähnen auf, der außerhalb der Lageröffnung angeordnet ist und über den in nicht dargestellter Weise der Kugeldrehschieber 3 von der ebenfalls nicht dargestellten Antriebswelle gleichförmig angetrieben wird.

Die Außenmantelfläche des anderen Lagerzapfens 14a weist ebenfalls einen flanschringartigen, radial sich erstreckenden, ringförmigen Vorsprung auf. Der Vorsprung ist außerhalb der Lageröffnung angeordnet und liegt mit einem Gleitring oder dgl. an der Stirnfläche des Deckels 2 an. Beide Lagerzapfen 14a, 14b können mit den Kühlkanälen des Zylinderblockes 4 kommunizieren.

Der Kugeldrehschieber 3 ist mittels seiner Lagerzapfen 14a und 14b in zylindrischen Lageröffnungen 21a, 21b gelagert, die sich jeweils hälftig im Oberteil 2.1 und hälftig im Unterteil 2.2 befinden, um die Montage des Kugeldrehschiebers 3 zu ermöglichen.

Der Kugeldrehschieber 3 ist in den Lageröffnungen 21a, 21b unter Zwischenfügung von Drehlagern 22 drehbar gelagert. Zu beiden Seiten ange-

ordnete Wellendichtungen gewährleisten eine sichere Abdichtung zwischen den gas-, den kühlmittel- und schmiermittelführenden Kanälen.

Die axiale Lagerung des Kugeldrehschiebers 3 erfolgt über den Zahnkranz 19, der zwischen einer Schulter des Lagerzapfens 14b und einem äußeren Sicherungsring axial auf dem Lagerzapfen 14b festgelegt ist und mit beiderseitigen axialen Lagerelementen 24 - hier Axiallager mit Ausgleichsscheiben - mit geringem Laufspiel zwischeneinander gegenüberliegenden Gleitflächen des Deckels 2 und eine daran stirnseitig befestigte Kappe 25 gelagert ist, wobei hier eine Flanschhälfte des Deckels und eine Flanschhälfte der Kappe 25 einen Hohlraum für das Zahnrad 19 bilden.

Im Betrieb wird der Kugeldrehschieber 3 von der nicht dargestellten Antriebswelle über ebenfalls nicht dargestellte Übertragungsglieder, die mit dem Zahnkranz 19 in Eingriff stehen, gleichmäßig derart angetrieben, daß über die Steuerkanäle 16, 17 erst der Gaseinlaß und nach Verdichtung und Zündung des Gemisches der Gasauslaß mit dem Brennraum, also mit dem Zylinder, kommuniziert. Die Strömungsrichtungen in den Steuerkanälen 16, 17 sind durch Pfeile gekennzeichnet.

Der Kugeldrehschieber 3 ist sowohl in Verbindung mit Viertakt- als auch in Verbindung mit Zweitakt-Brennkraftmaschinen bei entsprechender Anordnung der Gaskanäle einsetzbar.

Der Kugeldrehschieber 3 kann ein- oder mehrteilig ausgebildet sein sowie aus metallischen oder aus keramischen oder aus Verbundwerkstoffen bestehen, je nach den Forderungen des jeweiligen Anwendungsgebietes.

Der Kugeldrehschieber 3 kann ferner Teil eines Einzylinder- oder Mehrzylinder-Motors sein. Sein Anwendungsgebiet ist also auf die beschriebene Bauart nicht begrenzt. Auch sind andere Ausbildungsformen des Kolbens 6 und des Zylinderdeckels 2 entsprechend den jeweiligen Erfordernissen der zu wählenden Konfiguration des Brennraums möglich. Besonders beachtlich ist, daß er auch für Reihenmotoren anwendbar ist, ohne daß die anderen Bauteile wie Zylinderblock 4 und Kurbeltrieb verändert werden müssen. Dabei ist vorgesehen, daß über jedem Zylinder ein Kugeldrehschieber 3 angeordnet ist, dessen Rotationsachse sich quer zur Aufreihrichtung der Zylinder erstreckt. Es ist eine Bauhöhe zu erzielen, die niedriger als bei Tellerventilen ist. Darüber hinaus sind Raumformen des Brennraums ausbildbar, die sich, aus verbrennungstechnischen Gesichtspunkten gesehen, dem Optimum nähern. Es sind weder komplizierte Dichtringformen noch Dichthülsen erforderlich. Die Lagerung des Kugelkörpers 15 ist auf die Lagerzapfen 14a, 14b verlegt und nicht auf die Kugeloberfläche, wie das z. B. bei bekannten Walzenschiebern der Fall ist. Es kann sogar ein Spalt 20

zwischen Kugeloberfläche 13 und Kalottenfläche vorgesehen sein, der nicht mit einem Ölfilm ausgefüllt werden muß.

Die Verwendung einer Kugel 15 als Steuerkörper erbringt unerwartete Vorteile. Es können einfache Bauteile verwendet werden, so daß die Fertigung kostengünstig wird. Die rotationssymmetrischen Bauteile des Kugeldrehschiebers weisen keine örtlichen Materialanhäufungen auf, so daß durch die Einwirkung von Temperaturwechseln und unterschiedlicher Wärmebeaufschlagung kein Verziehen des Steuerkörpers erfolgen kann. Die Raumform des Kugeldrehschiebers 3 bleibt gleichförmig. Der gegen die Kugeloberfläche 13 drückende Dichtring 12 kann aus unterschiedlichen Werkstoffen, z. B. aus Keramik, bestehen, weil der Steuerkörper keine Dimensionsänderungen erfährt.

Beim Kugeldrehschieber 3 kann auf eine zusätzliche Schmierung verzichtet werden, wenn die Kugeloberfläche 13 nur an der Dichtkante des Dichtrings 12 anliegt. Der Spalt 20 zwischen Kugeloberfläche 13 und Gegenflächen im Zylinderkopf kann etwa 0,08 bis 0,2 mm betragen. Der Steuerkörper und der Dichtring 12 können z. B. aus keramischen Werkstoffen bestehen. Eine aus Metall bestehende Kugel 15 kann aber auch mit keramischen Werkstoffen durch z. B. Plasmaspritzen beschichtet sein. Diese Ausführungsformen sind möglich, weil eine Schmierung in der herkömmlichen Art und Umfang nicht erforderlich ist.

Die erfindungsgemäße Kugeldrehschieberanordnung kann optimal gekühlt werden, weil die Raumformen der Bauteile einfach sind. Massenanhäufungen fehlen. Dies begünstigt die Herstellung der Teile aus keramischen Werkstoffen. Die Druckkrafteinleitung beim Verdichtungs Vorgang ist bei der Kugel 15 aufgrund der Gewölbeform außerordentlich günstig. Die Herstellung der Kugelform ist gegenüber einer Zylinderform besonders einfach und problemlos.

Die Lagerung des Kugeldrehschiebers 3 auf den Lagerzapfen ist möglich, weil die Lagerzapfen keinen beachtlichen Temperaturwechseln ausgesetzt sind und folglich durch Wärmeeinwirkung keine

Raumformveränderung erfahren. Von diesen günstigen Verhältnissen ist auch die Einspritzpumpe vorteilhaft betroffen. Die Lagerschmierung ist aus diesem Grunde auch problemlos.

Der Brennraum bzw. Deckel 2 kann sehr klein gehalten werden, insbesondere wenn die Oberfläche des Kolbens 6 kalottenförmig ausgebildet ist und der Radius der Kalottenfläche dem Radius der Kugel 15 angepaßt ist.

Ein weiterer Vorteil ergibt sich aus den kühlen Brennraumwänden, da sowohl der Seitenwandring als auch die Drehschieberkugel mit geeignetem Kühlmittel intensiv gekühlt werden können. Außer-

dem fehlen im Gegensatz zum Ventilmotor die heißen Abgasventile. Aufgrund dieses Fehlens von Heißstellen im Brennraum ist ein wesentlich höheres Verdichtungsverhältnis und damit eine höhere Motorleistung erzielbar.

Der Dichtring 12 kann aus der zur Drehschieberrotationsachse parallelen Ebene gekippt sein, um durch unterschiedliche Kugelabschnittsumfnge Relativgeschwindigkeitsdifferenzen an der Dichtkante Drehschieberkugel-Dichtring zu erzeugen und somit eine Drehung der Dichtung um ihre Rotationsachse zu ermöglichen was zu einer erhöhten Standzeit und Dicht fähigkeit der Dichtung führt.

Der Dichtring 12 kann außerdem an den der Drehschieberkugellagerungen nächsten Bereichen mit unterschiedlichen Federkräften auf die Drehschieberkugel wirken, welche eine Reibkraftdifferenz an der Dichtkante Drehschieberkugel-Dichtring und somit infolge des Drehmoments eine Drehung der Dichtung um ihre Rotationsachse bewirken, was ebenfalls zu einer erhöhten Standzeit und Abdichtfhigkeit der Dichtung führt.

Die allgemein mit 26 bezeichnete Einspritzvorrichtung umfaßt als insbesondere Hochdruck-Einspritzpumpe 27 eine Axial-Kolbenpumpe, deren Arbeitsraum 28 durch Druckkanle mit einer Einspritzdüse 29 verbunden ist, die durch ein Verschlußglied verschließbar ist, das beim Vorhandensein eines bestimmten Einspritz-Druckes öffnet.

Beim vorliegenden Ausführungsbeispiel ist der Kolben 31 der Einspritzpumpe 27 parallel zur Rotationsachse 32 des Kugeldrehschiebers 3 angeordnet, und zwar in einem solchen radialen Abstand a, daß die Einspritzpumpe 27 sich außerhalb oder am Umfang einer mit den Lagerzapfen 14a, 14b fluchtenden, gedachten Einhüllenden befindet. Somit ist die Einspritzpumpe 27 in dem Sekantialabschnitt des Kugelkörpers 15 angeordnet, der sich radial über die Lagerzapfen 14a, 14b erhebt. Die allgemein mit 33 bezeichnete Kolbenanordnung der Einspritzpumpe 27 ragt mit ihrem antriebsseitigen Ende aus der Kugel 15 heraus, wobei sie sich in einen ringförmigen Freiraum 34 erstreckt, der im Übergangsbereich zwischen dem Kugelkörper 15 und dem Lagerzapfen 14b vorgesehen und von der Innenumfangswand des Deckels 2 begrenzt ist. Beim vorliegenden Ausführungsbeispiel ragt die Einspritzpumpe 27 achsparallel zur Rotationsachse 32 aus einer radialen Stirnfläche 35 eines Ringansatzes 36 hervor, der umfangsseitig durch eine rotationssymmetrische Zylinderfläche 37 begrenzt ist und einen seitlichen im Querschnitt dreieckförmigen Ansatz des Kugelkörpers 15 darstellt. Durch diesen Ringansatz 36 läßt sich die Lagerlänge für die Kolbenanordnung 33 im Kugelkörper 15 wirksam verlängern.

Die Kolbenanordnung 33 besteht aus zwei axial

nebeneinander angeordneten Teilen, nämlich dem Kolben 31 und einem Rollenstößel 38 mit einer Rolle 39, die frei drehbar auf einem im Querschnitt runden Querbolzen 41 gelagert ist, der die Schenkel oder die Wand 42 des gabel- oder topfförmigen Rollenstößels 38 in Bohrungen durchfaßt und darin gelagert ist. Der Rollenstößel 38 liegt auf seiner dem Kugelkörper 15 zugewandten Seite an der zugehörigen Stirnseite des Kolbens 31 an, der an seinem anderen, der Einspritzdüse 29 zugewandten und inneren Ende Steuerabschnitte mit sich quer zu seiner Umfangsrichtung, hier parallel zur Längsachse 43 des Kolbens 31 erstreckenden Steuerkanten 44 aufweist, die mit den Öffnungen von radialen Zuführungs-Brennstoffkanalabschnitten 45 in noch zu beschreibender Weise zusammenwirken. Das allgemein mit 46 bezeichnete, stirnseitige Steuerteil enthält die stirnseitige Arbeitsfläche des Kolbens 31, mit der der Kolben 31 bei seiner Verschiebung in den Kugelkörper 15 hinein den Pumpendruck erzeugt. Der das Steuerteil 46 tragende Schaft des Kolbens 31 ist in der Zylinderbohrung einer Pumpenhülse 47 geführt, die in einer sich parallel zur Kolbenanordnung 33 erstreckenden Sackbohrung 48 eingesetzt ist, in deren Innenwand im Bereich des Arbeitsraumes 28 eine Ringnut 51 eingearbeitet ist, die mit einem Brennstoff-Zuführungs kanal 50 in Verbindung steht und die die Brennstoffkanalabschnitte 45 münden. In einem Abstand vom inneren Ende der Pumpenhülse 47 weist diese an ihrem Umfang eine Schulter auf, an der sich das innere Ende einer Druckfeder 52 abstützt, dessen äußeres Ende gegen einen im Querschnitt U-förmigen Federteller 53 wirkt, der auf den Kolben 31 aufgesteckt und axial unverschieblich an diesem befestigt ist. Mit dieser Druckfeder 52 ist die Kolbenanordnung 33 bezüglich ihrer Aufnahme im Kugelkörper 15 nach außen gegen den allgemein mit 49 bezeichneten Pumpenantrieb in Form einer Nockenbahn an einem Nockenring 54 vorgespannt, der an der der Kolbenanordnung 33 gegenüberliegenden Wand des Freiraumes 34 anliegt und axial durch einen radialen Sicherungsstift 55 gehalten wird, der in eine Umfangsnut 56 des Nockenrings 54 einfaßt.

Der Einspritzpumpe 27 ist eine allgemein mit 61 bezeichnete Spritzmengen-Verstellvorrichtung zugeordnet mit folgenden, am besten aus Fig. 2 ersichtlichen Teilen, nämlich einem hier den ansaugseitigen Lagerzapfen 14b umgebenden, an der den Ringraum 34 umgebenden Wand 62 des Deckels 2 axial zur Rotationsachse 32 mittels einer vereinfacht dargestellten Antriebsvorrichtung A axial verschiebbar gelagerten Spritzmengen Verstellring 63, einer koaxial zur Längsachse 43 der Kolbenanordnung 33 angeordneten Regelhülse 64, die in einem äußeren, im Durchmesser vergrößerten Bohrungsabschnitt 48.1 der Sackbohrung 48 axial

verschiebbar gelagert und mit einem radial außen angeordneten Gleitstück 65 in einer innenseitigen, rotationssymmetrischen Umfangsnut 66 des Verstellrings 63 gegenüber letzterem axial unverschieblich gehalten ist, und einer Verschiebe-Verdreh-Verbindung 67 zwischen der Regelhülse 64 und dem Kolben 31, die zum einen eine axiale Verschiebung des Kolbens 31 zuläßt, jedoch eine relative Verdrehung des Kolbens 31 gegenüber der Regelhülse 64 verhindert, und zum anderen bei einer Axialverschiebung der Regelhülse 64 eine Verdrehung des Kolbens 31 bewirkt. Diese Verbindung 67 wird durch einen die Regelhülse 64 quer in schrägen oder kurvenförmigen Führungsschlitzen 68 durchfassenden Regelbolzen 69 gebildet, der das dem Rollenstößel 38 zugewandte und in die Regelhülse 64 einfassende Gabelende 71 des Kolbens 31 in der vorhandenen Quernut 70 durchfaßt. Der Rollenstößel 38 ist in der Regelhülse 64 axial verschiebbar gelagert, wobei der Querbolzen 41 die radial innere Wand der Regelhülse 64 in einen Längsschlitz 72 durchfaßt und in eine Längsnut 73 am Umfang des Lagerzapfens 14b axial verschiebbar einfaßt, wodurch der Rollenstößel 38 und auch die Regelhülse 64 unabhängig voneinander axial verschiebbar, jedoch drehgesichert sind.

Die Antriebsvorrichtung A wird beim vorliegenden Ausführungsbeispiel durch einen Schneckenantrieb gebildet. Der Verstellring 63 weist an einer Stelle seines äußeren Umfangs eine axial angeordnete Nut 63a auf, in die die Feder 63b eines Schneckenradsegmentes 63c eingreift, das vorzugsweise an die Umfangsfläche des Verstellrings 63 mit entsprechend geformten Anlageflächen ansetzbar und in nicht dargestellter Weise axial im Zylinderkopf-Deckel 2 gehalten ist. Eine im Zylinderkopf-Deckel 2 gelagerte Schnecke 63d mit einer Drehwelle und zu beiden Seiten der Schneckenverzahnung angeordneten Lagerstellen ist tangential zum Verstellring 63 angeordnet und steht mit ihrer Schneckenverzahnung mit einer Verzahnung am Außenumfang des Schneckenradsegmentes 63c in Eingriff. Die so gebildete Einheit ist vorzugsweise im Zylinderkopf-Deckel 2 integriert.

Der Verstellring 63 ist in seiner an der Innenumfangswand 2.3 des Zylinderkopf-Deckels 2 gelagerten Position durch zwei oder mehrere einander diametral oder sternförmig gegenüberliegende Gleitbolzen 63e geführt, die in Löchern 63f der Wandung des Zylinderkopf-Deckels 2 eingesteckt sind und in Gleitnuten 63g mit schraubenförmiger Steigung in der Außenumfangsfläche des Verstellrings 63 einpassen.

Die vorzugsweise in der Axialebene der Einspritzpumpe 27 angeordnete Einspritzdüse 29 ist bezüglich dem Mittelpunkt 74 des Kugelkörpers 15 radial ausgerichtet, wobei sie gegenüber der den Mittelpunkt schneidenden Rotationsebene d s Ku-

geldrehsschiebers 3 zur Kolbenanordnung 33 abgewandten Seite um den Winkel w geneigt ist. Der die Einspritzdüse 29 enthaltende Düsenhaltekörper 75 lagert eine axial verschiebbare Düsennadel 76, die durch eine Druckfeder 77 von innen gegen die Düsenöffnung 29.1 vorgespannt ist. Der Düsenhaltekörper 75 ist bezüglich seiner Längsachse unverschieblich in einer entsprechend dem Winkel w geneigten Stufen-Sackbohrung 78 eingesetzt, wobei er mit der Kugeloberfläche 13 in etwa abschließt und mit einer Schulter 79 an der Stufe der Sackbohrung 78 anliegt, wobei zu seiner Drehsicherung ein von der Schulter 79 axial vorragender Drehsicherungs-Zapfen 81 vorgesehen ist. Am Grund der Sackbohrung 78 ist die Druckfeder 77 abgestützt, die mittels eines Federtellers 82 die Düsennadel 76 mit ihrem konischen, in die Düsenöffnung 29.1 ragenden Verschußende gegen die Düsenöffnung 29.1 vorspannt, und somit die Einspritzdüse 29 normalerweise schließt. Die Düsennadel 76 weist zwei zylindrische Längsabschnitte 83, 84 auf, von denen der der Düsenöffnung 29.1 abgewandte Längsabschnitt 83 in einer Führungsbohrung des Düsenhaltekörpers 75 axial verschiebbar gelagert ist und der mittels einer Schulter 85 verjüngte vordere Längsabschnitt 84 sich mit radialem Spiel in einem sich zwischen der Düsenöffnung 29.1 und der Führungsbohrung erstreckenden Bohrungsabschnitt 86 des Düsenhaltekörpers 75 erstreckt, der mittels allgemein mit 87 bezeichneten, beim vorliegenden Ausführungsbeispiel die Schulter 79 durchsetzenden Kanalabschnitten mit dem Arbeitsraum 28 verbunden ist. Der

Düsenhaltekörper 75 erstreckt sich in einem Abstand von nur wenigen mm neben dem Arbeitsraum 28, der Einspritzpumpe 27, so daß die Länge des oder der sich zwischen dem Arbeitsraum 28 und dem Ringkanal 86 erstreckenden Kanalabschnitte 87 ebenfalls nur wenige mm beträgt.

Die Funktionsteile der Einspritzdüse 29 und auch der Einspritzpumpe 27 sind in Materialansätzen 91, 92 angeordnet, die sich von der Innenwand 93 des Kugelkörpers 15 radial nach innen abheben. Beim vorliegenden Ausführungsbeispiel gehen die Materialansätze 91, 92 ineinander über, wobei zwischen dem Materialansatz 91 der Einspritzpumpe 27 und der Schalenwand des Kugelkörpers 15 ein sich in Umfangsrichtung erstreckender Kühlkanalabschnitt vorgesehen ist. Der Materialansatz 92 der Einspritzdüse 29 kann bei einer Ausführung des Kugelkörpers 15 als Gieß-Formteil an seinem radial inneren Ende in die ihm zugewandte Wand 94 des Einlaß-Steuerkanals 16 übergehen. Der zwischen den Materialansätzen 91, 92 und der Wand 94 vorhandene Hohlraum ist als Kühlkanalabschnitt 8.3 strömungsmäßig mit den Kühlkanälen 8.1, 8.2 verbunden. Der Materialansatz 92 der Einspritzdüse 29 weist von der ihm zugewandten Wand 95

des Auslaß-Steuerkanals 17 einen Abstand auf, wodurch sich ein Kühlkanalabschnitt 8.4 ergibt, der Teil eines den Auslaß-Steuerkanal 17 umgebenden Kühlkanalabschnitts 8.5 ist, der mit den Kühlkanälen 8.1, 8.2 verbunden ist. Somit ist nicht nur der Materialansatz 91 der Einspritzpumpe, sondern auch der Materialansatz 92 der Einspritzdüse 29 auf den größten Abschnitten ihrer Umfangsfläche von Kühlkanalabschnitten umgeben und somit hervorragend gekühlt.

Um auch den aus dem Kugelkörper 15 axial herausragenden Abschnitt der Einspritzpumpe 27 wirksam zu kühlen, ist am Deckel-Unterteil 2.2 ein kleiner Hohlsockel 96 angeordnet, in dem sich ein den Durchlaß zwischen dem Kolbenraum und Kugeldrehsschieber 3 umgebender Kühlkanalabschnitt 8.6 erstreckt, der den zugeordneten Abschnitt der den ringförmigen Freiraum 34 umgebenden Ringwand 62 und somit dem zugeordneten Bereich der Einspritzpumpe 27 wirksam von außen zu kühlen vermag. Innenseitig wird die Einspritzpumpe 27 durch den Kühlkanalabschnitt 8.3 und die zugeführte Verbrennungsluft mittels der Wand 94 des Einlaß-Steuerkanals 16 bzw. die Wand des Lagerzapfens 14b gekühlt, so daß auch von hier aus eine wirksame Kühlung auf die Einspritzpumpe 27 ausgeht. Auf der gegenüberliegenden Seite ist zwischen den Wänden des Einlaß-Steuerkanals 16 und des Ringansatzes 36 ein Kühlkanalabschnitt 8.7 vorgesehen, der mit dem Kühlmittel-Hohlraum 8 und mit den dazugehörigen Kühlmittelkanalabschnitten 8.1, 8.8 in Verbindung steht. Außerdem ist zwischen dem Materialansatz 91 und der Wand 93 des Kugelkörpers 15 ein Kühlkanalabschnitt 8.8 vorhanden, der zur Kühlung der Wand 93, der Einspritzpumpe 27 und der Düse 29 beiträgt. Die einzelnen Kühlkanalabschnitte sind so an den sich innerhalb des Kugeldrehsschiebers 3 erstreckenden Kühlkanalkreislauf angeschlossen, daß eine wirksame Kühlung stattfindet, vergleiche dargestellte Strömungspfeile. Bei der vorliegenden Ausgestaltung ist der sich ringförmig um die Zylinderachse erstreckende Kühlkanalabschnitt 8.6 durch wenigstens eine Öffnung 8.9 in der dem Zylinderblock 4 zugewandten Bodenwand mit den im Zylinderblock 4 verlaufenden Kühlkanälen 9 verbunden.

Der Kugelkörper 15 ist während des Betriebs der Brennkraftmaschine hohen Temperaturen ausgesetzt, die vom Brennraum auf ihn einwirken. Unzulässig hohe thermische Belastungen führen zu Oberflächenschäden und Verzug. Bei der vorliegenden Ausgestaltung ist der Kugelkörper 15 an den Kühlkreislauf des Motors angeschlossen, dessen Kühlkanäle 9 an der Zylinderkopffläche austreten und über die Öffnungen 8.9 mit den schon erwähnten Kühlkanälen des Zylinderkopf-Deckels 2 verbunden sind. Das flüssige Kühlmittel gelangt vom ringförmigen, den Brennraum 125 umgeben-

den Kühlkanalabschnitt 8.6 zu einem den Lagerzapfen 14a umgebenden Ringkanal 8.10, von dem das Kühlmittel durch den axial im Lagerzapfen 14a verlaufenden Kühlkanal 8.1 in den Hohlraum 8 des Kugelkörpers 15 und dann durch den ebenfalls axialen Kühlkanal 8.2 im Lagerzapfen 14a zu einem außenseitig neben dem Ringkanal 8.10 angeordneten Ringkanal 8.11 gelangt, von dem ein axialer Leitungsanschluß LA am linken Stirnende des Zylinderkopf-Deckels 2 ausgeht, durch den das Kühlmittel im Kreislauf abfließt.

Um eine kontinuierliche Strömung zu gewährleisten, ist der Lagerzapfen 14a besonders ausgestaltet. Wie am besten aus Fig. 3 zu entnehmen ist, ist der sich zwischen der Lagerzapfenwand 14c und der Auslaß-Steuerkanalwand 17a befindliche Ringraum durch Längsstege 98 in mehrere Längskanäle vorzugsweise gerader Anzahl und gleicher Größe unterteilt, wobei beim vorliegenden Ausführungsbeispiel vier zueinander um 90° versetzte Längsstege 98 vorgesehen sind, die jeweils zwei einander diametral gegenüberliegende Kühlkanäle 8.1 und 8.2 bilden. Die Ringkanäle 8.10 und 8.11 verlaufen an ihren inneren Enden in den Hohlraum 8 des Kugelkörpers aus. An ihren äußeren Enden sind sie axial durch einen Ringsteg 17b begrenzt, der die rohrförmige Steuerkanalwand 17a und die rohrförmige Lagerabschnittwand 14c miteinander verbindet.

Die Ringkanäle 8.10 und 8.11 sind durch eine radiale Trennwand 99 getrennt, die sich radial zwischen der Außenwand des Zylinderkopf-Deckels 2 bis zur Lagerabschnittwand 14c erstreckt sowie von dieser einen geringen Abstand oder Spalt als Laufspiel aufweist, der etwa 0,5 mm betragen kann. Bei der vorliegenden Ausgestaltung ist die Trennwand 99 Teil eines stirnseitig an dem Zylinderkopf-Deckels 2 anschraubbaren Ringflansches 100, der das freie Ende des Lagerabschnitts 14a umgibt und mittels einer Wellendichtung 101 gegen den Ringsteg 17b abgedichtet ist. Vorzugsweise ist die Trennwand 99 eine Ringscheibe, die angrenzend an die Anlagefläche des Ringflansches 100 in eine entsprechende Ringausnehmung des Ringflansches form- oder kraftschlüssig eingesetzt ist. In den mit c und d bezeichneten axialen Bereichen der Ringkanäle 8.10 und 8.11 befinden sich jeweils in Umfangsrichtung von Längssteg 98 zu Längssteg 98 erstreckende Schlitz 102, 103 in der Lagerzapfenwand 14c, wobei in der Anzahl der Kühlkanäle 8.1, 8.2 vorhandene Schlitz 102, 103 vorgesehen und entsprechend zugeordnet sind, bei diesem Ausführungsbeispiel vier Stück, von denen - wie schon die Kühlkanäle 8.1, 8.2 - jeweils die dem Ringkanal 8.10 zugeordneten Schlitz 102 unter Berücksichtigung des axialen Versatzes V den dem Ringkanal 8.11 zugeordneten Schlitz 103 diametral gegenüberliegen können. Bei der bevorzug-

ten Ausgestaltung nach Fig. 3 ist vorgesehen, daß die beiden Eingangs-Kühlkanäle 8.1 mit zugehörigen Schlitz 102 einander diametral gegenüberliegen und die Ausgangs-Kühlkanäle 8.2 mit zugehörigen Schlitz 103 einander diametral gegenüberliegen. Eine solche Anordnung der Kühlmittelkanäle 8.1 und 8.2 ist vorzugsweise deshalb vorzusehen, um einen Verzug des Lagerzapfens 14a und des rohrförmigen Abgaskanals 17 infolge der unterschiedlichen Kühlmitteltemperaturen in den Kühlmittelkanälen 8.1 (Zulauf) und 8.2 (Ablauf) weitgehend zu verhindern.

Die Längsstege 98 können von der Lagerzapfenwand 14c oder von der Steuerkanalwand 17a ausgehen bzw. daran befestigt sein, und sie können auch in den Hohlraum 8 des Kugelkörpers 15 hineinragen, wenn dies dem Strömungsvorgang dienlich ist. Wie am besten aus Fig. 3 zu entnehmen ist, ist es vorteilhaft, die Lagerzapfenwand 14c im Bereich der Trennwand 99 durch einen Ringsteg 104 bzw. Wulst zu verstärken. Aufgrund der vorbeschriebenen Ausgestaltung ist eine kontinuierliche Strömung möglich, obwohl der Kugeldreh-schieber 3 gegenüber den Zylinderkopf-Deckel 2 dreht.

Die Brennstoffzuführung erfolgt durch einen in Fig. 1 angedeuteten Zuführungs-Leitungsanschluß 105, der an der Außenwand des Deckels 2 im Bereich des Ringansatzes 36 angeordnet ist, und zwar vorzugsweise in der radialen Mittelebene der Zylinderfläche 37. Der Leitungsanschluß 105 ist durch einen radialen Kanalabschnitt mit einer Ringnut 106 verbunden, die in den Grund einer wesentlich breiteren Ringnut 107 eingearbeitet ist, die an der Innenwand des Deckels 2 offen ist. In dieser Ringnut 107 ist eine mit der Zylinderfläche 37 zusammenwirkende Wellendichtung 108 eingesetzt zwecks Abdichtung der Brennstoff-Zuführungsleitung gegen den Kugel-Hohlraum bzw. den Verbrennungsraum und den ringförmigen Freiraum 34. Hierzu dienen zwei in einem Abstand voneinander angeordnete Dichtlippen 109 (siehe vergrößert und perspektivisch dargestellte Einzelheit in Fig. 4) der Wellendichtung 108, die mit der Zylinderfläche 37 des Kugeldreh-schiebers 3 zusammenwirken. Die elastischen Dichtlippen 109 sind an den freien Enden eines U- oder C-förmigen Dichtungskörpers angeordnet und entweder aufgrund ihrer Elastizität oder mittels je eines Spannglieds, z. B. eine Spiralfeder 111, gegen die Zylinderfläche 37 vorgespannt, wobei die Spiralfeder 111 in die freien Enden der Dichtlippen 109 eingebettet oder in einer hierfür vorgesehenen Umfangsnut angeordnet sein kann. Der mit 113 bezeichnete Dichtungskörper weist wenigstens einen, vorzugsweise mehrere auf dem Umfang verteilte radiale Kanäle 114 in seinem Steg 115 auf. Zwischen den Dichtungslippen 109 ist im Bereich der Einspritzpumpe 27 ein

radialer Kanalabschnitt 116 in der Zylinderfläche 37 angeordnet, der zu einem Kanalabschnitt 117 als Teil des Brennstoff-Zuführungskanals 50 führt, der sich parallel zur Rotationsachse 32 im Materialansatz 91 zur Einspritzdüse 29 hin erstreckt, und zwar vorzugsweise auf der der Rotationsachse 32 abgewandten Seite des Materialansatzes 91. Dieser axiale Kanalabschnitt 117 schneidet die Ringnut 51.

Insbesondere dann, wenn die Wellendichtung 108 auch zu ihrem Ring-Hohlraum 118 abdichten soll, sind an den Schenkeln 119 des Dichtungskörpers 113 außerhalb der ersten Dichtungslippen 109 zweite Dichtungslippen 120 angeordnet, die vorzugsweise voneinander weggerichtet sind und ebenfalls mit der Zylinderfläche 37 zusammenwirken. In diesem Falle muß die Zylinderfläche 37 entsprechend breit bemessen sein. Beim vorliegenden Ausführungsbeispiel sind die zweiten Dichtungslippen 120 an den freien Enden des U-förmigen Dichtungskörpers 113 angeordnet, wobei auch die ersten Dichtungslippen 109 tragenden Schenkel 119 von diesen freien Enden schräg aufeinanderzu vorspringen.

Die Abdichtung der Wellendichtung in der Ringnut 107 kann durch Kleben oder Einpressen des vorzugsweise elastischen Dichtungskörpers 113 erfolgen. Beim vorliegenden Ausführungsbeispiel ist der Dichtungskörper 113 durch ein U-förmiges Verstärkungsteil verstärkt, das im Bereich des Stegs 115 und den einander gegenüberliegenden Stegwänden 121 in den elastischen Dichtungskörper-Werkstoff eingebettet ist.

Zwecks Vereinfachung der Bauweise ist es vorteilhaft, die Wellendichtung 108 radial zu trennen und durch zwei einander spiegelbildlich ausgebildete und einzubauende, im Querschnitt winkelförmige Wellendichtungsteile (nicht dargestellt) zusammenzusetzen.

Im folgenden wird die Funktion der Einspritzvorrichtung 26 beschrieben.

Der Brennstoff wird von einer außen an der Brennkraftmaschine angeordneten Niederdruck-Brennstoffpumpe (nicht dargestellt) angesaugt und über den Leitungsanschluß 105 zur Ringnut 106 im Deckelober- und -unterteil 2.1, 2.2 gefördert. Von hier gelangt er über die Kanalabschnitte 114, 116, 117, 51 und 45 in den Arbeitsraum 28. Der Rollenstößel 38, der sich im Betrieb mit der Kolbenanordnung 33 und dem Kugeldrehschieber 3 um die Rotationsachse 32 mit gleichförmiger Winkelgeschwindigkeit dreht, drückt den Kolben 31 beim Überlaufen des Nockens 54.1 in den Arbeitsraum 28. Der durch die wenigstens eine am Steuerteil 46 des Kolbens 31 vorhandene Steuerkante 44 abgesteuerte, noch im Arbeitsraum 28 befindliche Brennstoff wird nun durch die Kanalabschnitte 87 und den Ringkanal 86 zur durch die Düsennadel 76 noch geschlossenen Düsenöffnung 29.1 gefördert.

Durch den Druck des Brennstoffes wird die Düsennadel 76 gegen die Vorspannung der Druckfeder 77 eingeschoben, wobei der Brennstoff axial durch die Düsenöffnung 29.1 in den Verbrennungsraum 125 eingespritzt wird, wo die Verbrennung des Brennstoff-Luftgemisches in bekannter Weise erfolgt. Wenn der Brennstoffdruck infolge der Beendigung des Hubes des Kolbens 31 sinkt, drückt die Druckfeder 77 die Düsennadel 76 auf den Nadel Sitz zurück, wodurch der Einspritzvorgang beendet ist. Der Öffnungsdruck der Einspritzdüse 29 läßt sich durch eine entsprechende Veränderung der Vorspannung der Druckfeder 77 einstellen, was hier durch Beilegen oder Entnahme der Druckfeder 77 stützende Einstellscheiben 126 erfolgt.

Brennstoff, welcher durch die Führungsbohrung in den die Druckfeder 77 aufnehmenden Raum der Sackbohrung 78 gelangt (leckt), wird über im wesentlichen am Umfang des Düsenhaltekörpers 75 verlaufende, beim vorliegenden Ausführungsbeispiel den Zapfen 81 durchquerende Rückführkanäle 127 dem axialen Brennstoffzuführungs-Kanalabschnitt 50, 117 wieder zugeführt. Gleiches gilt für Leckagen zwischen dem Kolben 31 und der Pumpenhülse 47. Diese Leckagen werden durch von einem Aufnahme-Ringkanal ausgehende radiale Kanäle 128 und einen Ringkanal 129 dem axialen Kanalabschnitt 50, 117 zugeführt.

Die Einspritzmengenverstellung zur Drehzeileinstellung erfolgt durch ein Verdrehen in eine der beiden Drehrichtungen z der Schnecke 63d, wobei der Spritzmengen-Verstellring 63 durch das in der Drehmitnahmeverbindung stehende Schneckenradsegment 63c in Richtung y um die Achse 43 verdreht wird. Beim Drehen des Verstellrings 63 wird dieser aufgrund des Eingriffs der stationären Gleitbolzen 63e in die Gleitnuten 63g in die Richtung x axial verschoben, wobei er die Regelhülse 64 mittels des Gleitstücks 65 axial mitnimmt, also in die gleiche axiale Richtung verschiebt. Die axiale Bewegung der Regelhülse 64 bewirkt eine Drehung des die Führungsschlitze 68 einfassenden Regelbolzen 69 um die Längsachse 43 des Kolbens 31, wodurch aufgrund des Eingriffs des Regelbolzens 69 in die Quernut 70 der Kolben 31 gedreht wird. Durch diese Einstellung kommen die Steuerkanten 44 des Kolbens 31 und die radialen Kanäle 45 zu unterschiedlichen Überdeckungen, wodurch entsprechende Brennstoff-Fördermengen eingestellt werden. Das Schneckenradsegment 63c ist derart im Zylinderkopf-Deckel 2 gehalten oder gelagert, daß es gemeinsam mit dem Verstellring 63 in die Drehrichtungen y gedreht werden kann, jedoch gegen eine Bewegung in die axialen Bewegungsrichtungen x unverstellbar im Zylinderkopf-Deckel 2 gehalten ist. Dagegen ist der Verstellring 63 gegenüber dem Schneckenradsegment 63c axial verschiebbar, was hier durch die-Paßfederverbindung

ermöglicht wird.

Der Einspritzzeitpunkt ist auch abhängig von der Position der Einspritzdüse 29 in Umfangsrichtung des Kugeldrehschiebers 3 bezüglich der Steueröffnung 18 des Einlaß-Steuerkanals 16. Diese Position ist nach grundsätzlichen Funktionsgesichtspunkten zu bestimmen. Zum Verdrehen des Nockenringes 54 zwecks Einspritzzeitpunkt-Verstellung kann ein mit dem Spindelantrieb A vergleichbarer Spindelantrieb dienen, wobei es einer axialen Verschiebung des Nockenringes 54 nicht bedarf sondern lediglich einer Verdrehung. Ein solcher Antrieb für den Nockenring 54 ist nicht dargestellt.

Ein weiterer Vorteil des vorbeschriebenen Ausführungsbeispiels ist folgender: Durch die voneinander getrennte Anordnung eines Niederdruck-Brennstoffsystems (ND-Brennstoffpumpe) und eines Hochdruck-Brennstoffsystems (HD-Einspritzpumpe 26) ergeben sich zwei Bau- bzw. Funktionsgruppen mit in sich "stationären" Zuständen.

Der Brennstoff gelangt von der beispielsweise am Maschinenkörper angeordneten ND-Brennstoffpumpe mit Niederdruck in den Kugeldrehschieber 3, wodurch eine problemlose Abdichtung, insbesondere mit der erfindungsgemäßen Wellendichtung 108 möglich ist. Es ergeben sich auch eine kleine, kompakte Bauweise und kurze Wege zwischen der Einspritzpumpe 27 und der Einspritzdüse 29, wodurch sich in einfacher Weise massive, dickwandige Druckleitungswände für Höchstdrücke ohne "atmen" verwirklichen lassen. Außerdem werden Druckwellen weitgehendst vermieden.

Das Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 5 und 6 unterscheidet sich vom vorbeschriebenen Ausführungsbeispiel durch eine abgewandelte Einspritzdüse 229, während die anderen Vorrichtungsteile im wesentlichen unverändert bleiben und deshalb eine weitergehende Beschreibung dieser Vorrichtungsteile nicht erforderlich ist.

Das entsprechend dem ersten Ausführungsbeispiel um den Winkel w geneigt angeordnete Einspritzventil 229 ist ein sogenanntes Membranventil mit einem in den vorhandenen Materialansatz 292 in einer Stufen-Sackbohrung 278 eingesetzten Ventilhaltekörper 275. Der Ventilhaltekörper 275 weist einen von seinem inneren Ende ausgehenden zentralen Längs-Kanalabschnitt 276 auf, in dem am inneren Ende des Ventilhaltekörpers 275 ein zur Rotationsachse 32 des Kugeldrehschiebers 3 vorzugsweise achsparallel verlaufender, vom Arbeitsraum 28 der Einspritzpumpe 27 ausgehender Kanalabschnitt 277 mündet. Vor dem die Ventilöffnung 29.1 enthaltenden Ende verzweigt der Kanalabschnitt 276 mit wenigstens zwei Y-förmig abzweigenden Kanalzweigen 279, 280 zu einem konzentrischen Ringkanal 281 an der Stirnseite des Ventilhaltekörpers 275. Zwischen dem Ringkanal 281 befindet sich ein zentraler Zapfen 283 mit

vorzugsweise rundem Querschnitt. An der Stirnseite ist in einer den Ringkanal 281 überdeckenden Position eine die Membran des Membranventils bildende Scheibe 284 angeordnet, die an ihrem Außenumfangsrand durch ein in den Kugelkörper 15 versenktes Schraubteil 285 unter Zwischenlage eines Dichtungsringes 286 gegen die Stirnfläche des Ventilhaltekörpers 275 verspannt ist. Im Zentrum der Scheibe 284 ist eine Bohrung 287 mit einem Durchmesser d vorgesehen, der geringfügig kleiner ist als der Durchmesser D des Zapfens 283. Mit diesem inneren Rand 288 liegt die Scheibe 284 an der Stirnfläche des in seinem Zentrum vorzugsweise freigestochenen Zapfens 283 unter Vorspannung an, so daß sich die Außenumfangskante des Zapfens 283 und die Innenumfangskante der Scheibe 284 geringfügig überlappen.

Beim Vorhandensein eines Einspritzdruckes in den Kanalzweigen 279, 280 wird aufgrund des hydrostatischen Druckes die Scheibe 284 durch Ausbiegung in ihrem mittleren Bereich vom Zapfen 283 abgehoben, wodurch ein Ringspalt entsteht, aus dem der Brennstoff ringförmig und fein verteilt auszuspritzen vermag. Um diesen Spritzvorgang nicht zu behindern, ist die Bohrung 287 außenseitig angefast.

Nach Abfallen des Einspritzdruckes schließt sich das Membranventil automatisch.

Die Verwendung eines Membranventils ermöglicht eine kleine Bauweise für das Einspritzventil 229, was schon daran erkennbar ist, daß der das Membranventil aufnehmende Materialansatz 292 kleiner ist als der die Einspritzpumpe 227 aufnehmende Materialansatz 92. Hierdurch wird mehr Platz für den Auslaß-Steuerkanal 17 und/oder den sich dazwischen erstreckenden Kühlkanalabschnitt 208.4 geschaffen.

Beim Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 7 bis 9 kommen eine Einspritzpumpe 327 abgewandelter Ausgestaltung und ein vereinfacht dargestelltes Membranventil 329 zum Einsatz, das im wesentlichen mit dem vorbeschriebenen Membranventil 229 vergleichbar ist.

Die Einspritzpumpe 327 ist vorzugsweise ebenfalls im Abstand a achsparallel zur Rotationsachse 32 des Kugeldrehschiebers 3 angeordnet. Ausgehend vom Ringansatz 36 erstreckt sich achsparallel ein tulpenförmiger Materialansatz 391, der an seinem freien Ende in dem Material ein Ansatz 392 für das Membranventil 329 übergeht, wobei die Materialansätze 391, 392 sich brückenartig über einen Kühlraumabschnitt 308.8 des Hohlraums 8 des Kugelkörpers 15 erstrecken. Im Materialansatz 391 ist ein Pumpenzylinder 347 kraftschlüssig eingezogen, in dem ein Kolben 331 durch den hier mit 354 bezeichneten Nockenring axial verschiebbar ist. Wie schon bei der Ausgestaltung nach Fig. 1 ist auch hier der Kolben aus wenigstens zwei Teilen

gebildet und teleskopierbar, was zur Einspritzmengen-Einstellung dient. Der eigentliche Kolben 331 weist einen Flansch 331.1 auf, der durch eine zwischen ihm und dem Pumpenzylinder 347 eingespannte, den Kolben 331 umgebende Druckfeder 332 zu seinem rückseitigen Ende hin gegen einen Verstellring 360 vorgespannt ist, der in noch zu beschreibender Weise axial verschiebbar im Zylinderkopf-Deckel 2 vorzugsweise in einer dem Kugeldrehschieber 3 umgebenden Stellung mittelbar oder unmittelbar an der Außenwand des Zylinderkopf-Deckels 2 gelagert ist.

An seinem rückseitigen Ende weist der Kolben 331 eine koaxiale Führungsbohrung 331.2 auf, in der ein Verbindungsbolzen 357 axial verschiebbar ist, der in einem rückseitig vom Kolben 331 angeordneten Übertragungsbolzen 352 steckt und befestigt ist, beispielsweise durch Einpressen in die vorhandene Bohrung im Übertragungsbolzen 352. Zwischen einem dem Nockenring 354 zugewandten flanschförmigen Gleitkopf 352.1 des Übertragungsbolzens 352 und dem Flansch 331.1 ist eine zweite Druckfeder 356 eingespannt, deren Federkraft geringer ist als die der Druckfeder 332, so daß der Rückzug des Kolbens 331 und die Anlage des Gleitkopfes 352.1 an der Nockenbahn 354.1 des Nockenrings 354 gewährleistet ist. Der Verstellring 360 weist eine oder mehrere einander diametral oder sternförmig gegenüberliegende radiale und schraubenförmig angeordnete Gleitnuten 360.1 auf, in die von außen Gleitbolzen 361 mit geringem Bewegungsspiel einpassen, die in radialen Bohrungen 358.2 eines den Verstellring 360 umgebenden und ihn lagernden bzw. führenden Verstellagerring 358 sitzen, der drehbar und axial verschiebbar an der Außenwand des Zylinderkopf-Deckels 2 gelagert und mittels einem oder mehreren, einander diametral oder sternförmig gegenüberliegenden Gleitbolzen 359 axial gesichert ist, der bzw. die in Radialbohrungen der Außenwand 2.3 sitzen und mit geringem Bewegungsspiel in schraubenförmig angeordnete Gleitnuten 358.1 im Verstellagerring 358 einpassen. Bei der vorliegenden Ausgestaltung sind die Gleitnuten 360.1 und 358.1 im Verstellring 360 und im Verstellagerring 358 in einander entgegengesetzte Richtungen geneigt. Sie können jedoch auch eine gleichsinnige Steigungsrichtung mit gleichem und auch unterschiedlichem Steigungsmaß aufweisen.

Auf dem zylindrischen Ansatz 36 sitzt mit seinen Dichtkanten ein dem vorbeschriebenen Ausführungsbeispiel entsprechender Wellendichtring 308 an, der ebenfalls im Zylinderkopf-Deckel 2 gelagert ist. Vom Spalt zwischen den beiden Dichtkanten erstreckt sich eine Bohrung 362 zu einer axialen, von außen in dem Materialansatz 391 eingearbeiteten Aufbohrung 363, in der ein Ventilkörper 364 mit einem Saugventil 365 eingesetzt und

durch eine Verschlußschraube 366 verschlossen ist. Von der Aufbohrung 363 führen zwei axiale Kanäle 367 und 368 in den vorderen Bereich des Kolbens 331, von denen der mit 367 bezeichnete Kanal hinter dem Saugventil 365 anschließt, während der mit 368 bezeichnete Kanal vor dem Saugventil 365 abzweigt, hier mit einer radialen Bohrung 364.1 im Ventilkörper 364 verbunden ist. Der Kanal 367 ist am Kopfende des Pumpenzylinders 347 durch einen radialen Kanalabschnitt 369 mit dem Arbeitsraum 328 der Einspritzpumpe 327 verbunden. Weitere radiale Kanalabschnitte 371 und 372 sind etwa mittig und im unteren Drittel des Pumpenzylinders 347, d. h., in dessen Führungsbereich angeordnet und verbinden den Führungsabschnitt für den Kolben 331 mit den Kanälen 368, der unter Umgehung des Saugventils 365 mit der allgemein mit 373 bezeichneten Niederdruckleitung verbunden ist.

Bei einer Rückwärtsbewegung des Kolbens 331 wird der flüssige Brennstoff über das Saugventil 365 in den Arbeitsraum 328 gesaugt. Beim Förderhub wird der Brennstoff durch das vor dem Arbeitsraum 328 angeordnete Druckventil 375 und die sich daran anschließende Druckleitung 376 hindurch zum Membranventil 329 befördert, wo die Einspritzung erfolgt. Der Rückfluß des Brennstoffs wird durch das im Saugventil 365 vorhandene Rückschlagventil verhindert. Der im Führungsspalt des Pumpenzylinders 347 abfließende Brennstoff (Lecköl) wird über die Kanäle 371 und 372 zur Niederdruckleitung 373 geführt. Dieses Lecköl dient gleichzeitig zur Kühlung und Schmierung der Einspritzpumpe.

Im Druckventil 375 ist ebenfalls ein Rückschlagventil vorhanden, das ein Rückfließen von Brennstoff aus der Druckleitung 376 während des Saughubs des Kolbens 331 verhindert.

Wie insbesondere aus Fig. 9 zu entnehmen ist, wird der Rückhub des Kolbens 331 durch den Verstellring 360 begrenzt, wobei der Übertragungsbolzen 352 aufgrund seiner Teleskopierbarkeit der Nockenbahn 354.1 folgt und deshalb mit ihr in ständigem Kontakt steht. Dies führt zu einer verhältnismäßig "weichen" Beaufschlagung des Kolbens 331 beim Förderhub aufgrund der Wirksamkeit der Druckfeder 356. Die axiale Verbindung zwischen dem Übertragungsbolzen 352 und dem Kolben 331 ist durch den Verbindungsbolzen 357 gewährleistet, der in der Führungsbohrung 331.2 axial verschiebbar gelagert und am Übertragungsbolzen 352 befestigt ist. Die radiale Bohrung 331.3 befindet sich im Führungsbereich des Verbindungsbolzens 357 und dient der Schmiermittelzuführung. Eine am inneren Ende der Führungsbohrung 331.2 angeordnete radiale Bohrung 331.4 dient als Ent- bzw. Belüftungsbohrung.

Die Motordrehzahl bzw. die Brennstoff-Förder-

menge wird mit dem Verstellring 360 geregelt, der durch einen mit dem Spindeltrieb A gemäß Fig. 2 vergleichbaren Spindeltrieb angetrieben werden kann zwecks Verdrehung des Verstellrings 360. Hierbei wird der Verstellring 360 aufgrund des Eingriffs der im Verstellagerring 358 "stationär" gelagerten und in die schraubenförmigen Gleitnuten 360.1 eingreifenden Gleitbolzen 361 axial verschoben. Da der Verstellring 360 stirnseitig am Flansch 331.1 aufgrund der Kraft der Druckfeder 332 kraftschlüssig anliegt, ergibt sich bei der erwähnten axialen Verschiebung des Verstellrings 360 eine entsprechende Begrenzung des Rückhubs des Kolbens 331 und somit eine entsprechende Begrenzung der Eintauchtiefe im Pumpenzylinder 347. Demzufolge ändert sich das Fördervolumen beim jeweils nachfolgenden Förderhub. Eine Verstellung des Verstellrings 360 in Fig. 9 nach links führt zu einer Verringerung der Fördermenge, und eine Verstellung nach rechts führt zu einer Vergrößerung der Fördermenge. Bei der in Fig. 9 dargestellten Stellung besteht

"Null-Förderung", bei der sich lediglich der Übertragungsbolzen 352 zwischen der Grundlinie und Nockenspitze der Nockenbahn 354.1 hin und her bewegt und dabei einen "Leerhub" ausführt.

Da Brennkraftmaschinen während des Warmlaufens eine etwas höhere Brennstoffmenge benötigen, um einen "runden" Motorlauf zu gewährleisten, ist der Verstellagerring 358 vorgesehen, der durch einen nicht dargestellten Warmlaufgeber vorzugsweise mit einem Dehnstoffelement und einer Schalteinrichtung drehbar ist und aufgrund des Eingriffs der Gleitbolzen 361 in die schraubenförmigen Gleitnuten 358.1 bei seiner Drehung axial verschoben wird und dabei den Verstellring 360 zusätzlich axial verschiebt, wodurch die angestrebte Vergrößerung bzw. Verringerung der Brennstoffeinstellung erzielt wird. Der Verstellagerring 358 nimmt bei kaltem Motor eine maximale und bei betriebswarmem Motor eine minimale Verdrehstellung ein.

Das Ausführungsbeispiel gemäß den Fig. 10 und 11 bezieht sich auf eine allgemein mit 401 bezeichnete Brennkraftmaschine, deren Zylinderblock 404 und vorzugsweise gemäß Fig. 1 geteilter Zylinderdeckel 402 sowie der darin drehbar gelagerte, vereinfacht dargestellte Kugeldrehschieber 403 vereinfacht dargestellt sind. Bei dieser Ausgestaltung kann die nicht dargestellte Einspritzvorrichtung wie bei den vorbeschriebenen Ausführungsbeispielen in den Kugelkörper 415 des Kugeldrehschiebers 403 integriert sein oder es kann auch eine herkömmliche Einspritzvorrichtung oder eine sonstige Gemisch-Aufbereitungsvorrichtung vorgesehen sein. Der Kugeldrehschieber kann auch Kühlkanäle entsprechend den vorbeschriebenen Ausführungsbeispielen aufweisen.

Dieses Ausführungsbeispiel eignet sich für eine

Brennkraftmaschine mit mehreren, in Reihe angeordneten Zylindern, von denen in Fig. 10 nur einer mit Kolben 406 innerhalb des Zylinderblocks 404 sichtbar ist. Die Reihe der Zylinder erstreckt sich gerade und ist in Fig. 11 durch die mit ZR bezeichnete Mittellinie gekennzeichnet. Von dieser Mittellinie ZR bzw. Mittelebene sind die Kugelkörper 415 und die jeweils zugehörige Lagerung im Deckel 402 wechselseitig zu jeweils einer anderen Seite hin axial versetzt bzw. desachsiert. Infolgedessen weisen die Zentren, der Drehschieber 403 bzw. deren Kugelkörper 415 wechselseitig einen gleichen Abstand X_1 , X_2 von der Zylinderreihe ZR auf. Diese Ausgestaltung ermöglicht entweder eine kleinere kompakte Bauweise der Brennkraftmaschine 401, weil aufgrund des Versatzes bzw. der Desachsiierung der Achsabstand Y zwischen benachbarten Kugeldrehschiebern 403 verringert werden kann, oder bei einem vorgegebenen Abstand Y zwischen benachbarten Kugeldrehschiebern 403 lassen sich größere Kugeldrehkörper und Ventilöffnungsquerschnitte verwirklichen, was der Stabilität und großen Durchgangsquerschnitten sowohl für das Frischgas als auch für das Abgas oder auch den Kühlkanalquerschnitten zugute kommt. In der Fig. 10 dargestellten Stellung des Kugeldrehschiebers 403 befindet sich dessen Ansaug- bzw. Einlaßsteuerkanal 16 in seiner Ladestellung, d.h. die Einlaßöffnung 18 des Steuerkanals 16 befindet sich zwecks ungehindertem Eintritt des Einlaßgases bzw. der Verbrennungsluft über dem Kolben 406 bzw. über dem vorhandenen Durchgangskanal 424 im Deckel-Unterteil 402.2, der auch den Verbrennungsraum 425 darstellt. Beim vorliegenden Ausführungsbeispiel ist das Versetzungsmaß X_1 bzw. X_2 so groß bemessen, daß der in Versetzungsrichtung weisende Rand der im Vergleich zum Kolben 406 im Querschnitt wesentlich kleineren Einlaßöffnung 18 etwa über dem Rand des Kolbens 406 liegt, zu dem hin der Kugelkörper 415 versetzt ist. In gleicher Weise ist der jeweils benachbarte Kugeldrehschieber 403 zur anderen Seite hin axial versetzt. Im Rahmen der Erfindung ist es möglich, die Kugeldrehschieber 403 insgesamt oder die Kugelkörper 415 zur Einlaßseite oder vorzugsweise zur Auslaßseite des bzw. der Kugeldrehschieber 403 zu versetzen. Dabei ist es möglich, die Kugeldrehschieber 403 so anzuordnen, daß sich die Einlaßsteuerkanäle 16 und die Auslaßsteuerkanäle 17 jeweils wechselweise auf der einen und der anderen Seite des Zylinderblocks 404 oder vorzugsweise jeweils auf der gleichen Seite angeordnet sind. Es ist auch von Vorteil, die Ausnehmungen für die Kugeldrehschieber 403 im Zylinderdeckel 402 entsprechend der Desachsiierung zu versetzen, so daß einander gleiche Kugeldrehschieber 403 eingesetzt werden können. Bei den vorbeschriebenen Möglichkeiten kann jeweils die Einspritzvorrichtung

bezüglich der radialen Mittelebene des Kugelkörpers 415 auf der Seite, zu der der Kugeldrehschieber 403 oder der Kugelkörper 415 versetzt ist, oder auf der anderen Seite angeordnet sein. Dabei können auch die Einspritzvorrichtungen jeweils wechselseitig oder vorzugsweise auf einer Seite angeordnet sein. Besonders vorteilhaft ist die Anordnung der Einspritzvorrichtungen auf einer Seite des Zylinderblocks und dabei auf der Einlaßseite der Kugeldrehschieber 403.

Eine weitere Raumausnutzung ist dann möglich, wenn der Querschnitt der Einlaßöffnung und der nicht dargestellten Auslaßöffnung im Kugelkörper 415 längs der Zylinderreihe ZR länglich geformt ist, wie es etwa beim Ausführungsbeispiel der Fall ist, wo der Querschnitt der Einlaß- und Auslaßöffnungen zu beiden Seiten abgeflacht (siehe A) ist. Hierdurch wird ein jeweils maximales Versatzmaß X1, X2 erreicht.

Zwecks Vermeidung von Störungen der Strömung ist es vorteilhaft, den Durchlaßkanal 424 bzw. den Verbrennungsraum abwärts schräg oder gekrümmt zu der Seite verlaufen zu lassen, die der Versetzungsrichtung entgegengesetzt ist. Wie aus Fig. 10 deutlich zu entnehmen ist, ist in der Oberseite des Kolbens 406 eine Brennraumvertiefung 426 eingelassen, die ebenfalls in die entgegengesetzte Versetzungsrichtung versetzt ist.

Es zeigt sich somit, daß die erfindungsgemäße Ausgestaltung nicht nur hinsichtlich einer kompakten Baugröße der Brennkraftmaschine aufgrund der Desachslierung der Kugeldrehschieber 403 vorteilhaft ist, sondern hinsichtlich der Anordnung und Lagerung der Einspritzpumpe 27, 327 im Kugelkörper 415. Dabei zeigt es sich, daß eine (nicht dargestellte) Anordnung der Einspritzpumpe auf der Seite, zu der hin das Zentrum des Kugelkörpers 415 versetzt ist oder auf der Seite, die der Versetzung entgegengesetzt ist, möglich und vorteilhaft ist. Im ersten Fall ist die Einspritzpumpe bzw. der sie aufnehmende Sekantialabschnitt des Kugelkörpers 415 besser zugänglich. Im letzteren Falle wird die Einspritzpumpe um ein bedeutendes Stück zur Zylinder-Mittelebene hin versetzt. Die erfindungsgemäßen Ausgestaltungen eignen sich insbesondere für verhältnismäßig lange Einspritzpumpen, vorzugsweise für solche mit axialen Kolben.

Ansprüche

1. Brennkraftmaschine, vorzugsweise Diesel-Brennkraftmaschine, insbesondere Hubkolbenmaschine, mit innerer Verbrennung und mit einzeln bzw. in Reihe angeordneten Zylindern, mit einer Einspritzpumpe, vorzugsweise eine Hochdruck-Einspritzpumpe, und ein Einspritzdüse umfassenden Einspritzvorrichtung sowie mit minde-

stens einem rotierenden Steuerelement je Zylinder für die Gasladungswechselvorgänge, das zwischen Zylinderblock und Zylinderdeckel oder in letzterem mit einer zur Zylinderachse, vorzugsweise senkrecht liegenden Rotationsachse, angeordnet ist und zwischen zwei sich rotationsaxial erstreckenden Zapfen einen mit den Zapfen in fester Verbindung stehenden Steuerkörper aufweist, wobei den Steuerkörper und die Zapfen gleichförmig umgebende Gegenflächen im Zylinderkopf vorgesehen sind und jeder Zapfen von einem sich axial erstreckenden Gaskanal durchsetzt ist, der jeweils in einen krümmenförmigen, im Steuerkörper angeordneten Gaskanal übergeht, der an der Oberfläche des Steuerkörpers mit einer Öffnung austritt, wobei Mittel zur Übertragung einer Rotationsbewegung von der Kurbelwelle auf das Steuerelement vorgesehen sind, der Steuerkörper als kugelförmiger, insbesondere als hohlkugelförmiger Körper ausgebildet ist und die Einspritzdüse im kugelförmigen Körper gelagert ist,

dadurch gekennzeichnet,

daß auch die Einspritzpumpe (27, 327) im kugelförmigen Körper (15) des Kugeldrehschiebers (3) gelagert ist.

2. Brennkraftmaschine nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet,** daß die Einspritzpumpe (27, 327) axial versetzt neben der Einspritzdüse (29) angeordnet ist.

3. Brennkraftmaschine nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet,** daß die Einspritzpumpe (27, 327) einen axial verschiebbaren Kolben (31, 331) aufweist, der sich im wesentlichen parallel zur Rotationsachse (32) des Kugeldrehschiebers (3) erstreckt.

4. Brennkraftmaschine nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet,** daß die Einspritzpumpe (27, 327) in einem die Zapfen (14a, 14b) radial überragenden Körperteil des kugelförmigen Steuerkörpers (15) angeordnet ist.

5. Brennkraftmaschine nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet,** daß axial seitlich neben dem kugelförmigen Steuerkörper (15) ein den zugehörigen Zapfen (14b) umgebender Ringfreiraum (34) vorgesehen ist und die Einspritzpumpe (27, 327) sekantial aus dem Steuerkörper (15) herausragt und in den Ringfreiraum (34) hineinragt.

6. Brennkraftmaschine nach Anspruch 5, **dadurch gekennzeichnet,** daß der Steuerkörper (15) einen seitlichen, den zugehörigen Zapfen (14b) umgebenden, vorzugsweise zylindrischen Ringansatz (36) aufweist, aus dessen im wesentlichen radialer Seitenfläche (35) die Einspritzpumpe (27) herausragt.

7. Brennkraftmaschine nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 6, **dadurch gekennzeichnet,** daß die Einspritzpumpe (27, 327) durch

einen Nocken (54.1) angetrieben wird, der am Zylinderdeckel (2) oder einem Anbauteil desselben gehalten ist.

8. Brennkraftmaschine nach Anspruch 7, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Nocken (54.1) durch eine erste Verstellvorrichtung in Umfangsrichtung des Kugeldrehschiebers (3) verstellbar sowie in der jeweiligen Verstellposition feststellbar ist und vorzugsweise an einem Nockenring (54) angeordnet ist, der drehbar und axial unverschieblich im Deckel (2) gelagert ist.

9. Brennkraftmaschine nach einem oder mehreren der Ansprüche 3 bis 8, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Kolben (31) an seinem Stirnende ein Steuerteil (46) aufweist mit wenigstens einer, vorzugsweise achsparallel verlaufenden Steuerkante (44), die mit einer Brennstoffzuführungsöffnung (45) zusammenwirkt und durch eine zweite Verstellvorrichtung (61) unabhängig von seiner Längsbewegung wahlweise verdrehbar und in der jeweiligen Drehstellung feststellbar ist.

10. Brennkraftmaschine nach Anspruch 9, **dadurch gekennzeichnet**, daß die zweite Verstellvorrichtung (61) ein undrehbar und axial verstellbar gelagertes Verstellteil (64) aufweist, das bei seiner axialen Verschiebung den Kolben (31) verdreht.

11. Brennkraftmaschine nach Anspruch 10, **dadurch gekennzeichnet**, daß das Verstellteil eine koaxial zum Kolben (31) angeordnete Hülse (64) ist, die durch einen Querbolzen (69) mit dem Kolben (31) verbunden ist, der einen Längsabschnitt des Kolbens (31) in einer axialen Quernut (70) durchfaßt und in der Hülse (64) einander gegenüberliegend angeordnete Führungsschlitze (68) einfaßt, die in Umfangsrichtung schräg bzw. mit einer Steigung verlaufen.

12. Brennkraftmaschine nach Anspruch 10 oder 11, **dadurch gekennzeichnet**, daß das Verstellteil (64) mit einem den Steuerkörper (15) umgebenden Verstellring (63) axial unverschiebbar verbunden ist, der im Deckel (2) drehbar und axial verschiebbar gelagert und durch einen Verstellmechanismus verstellbar sowie in der jeweiligen Verstellposition feststellbar ist.

13. Brennkraftmaschine nach Anspruch 12, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Verstellring (63) durch auf dem Umfang verteilt angeordnete radiale Stifte (63e) geführt ist, die in Löchern (63f) der Innenwand des Deckels (2) eingesteckt sind und in Führungsschlitze (63g) im Verstellring (63) einpassen, die in Umfangsrichtung schräg oder mit einer Steigung verlaufen.

14. Brennkraftmaschine nach einem oder mehreren der Ansprüche 9 bis 13, **dadurch gekennzeichnet**, daß die erste und/oder die zweite Verstellvorrichtung (61) einen durch einen Schneckentrieb (A), einen Stirnradtrieb oder einen Schub/Zugstangentrieb mit einer vorzugsweise

durch ein Kugelgelenk gelenkig verbundenen Schub-Zugstange gebildeten Antrieb aufweist.

15. Brennkraftmaschine nach Anspruch 14, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Schneckenwelle (63d) des Schneckentriebs (A) tangential oder sektantial im/am Zylinderkopf-Deckel (2) angeordnet und gelagert ist und mit dem Nockenring (54) oder dem Verstellring (63) zusammenwirkt.

16. Brennkraftmaschine nach Anspruch 15, **dadurch gekennzeichnet**, daß am Verstellring (63) ein Schneckenrad oder ein Schneckenradsegment (63c) vorgesehen ist, das in Umfangsrichtung unbeweglich am Verstellring (63) und längs der Achse (43) des Verstellrings unbeweglich im Zylinderkopf-Deckel (2) gelagert ist, wobei der Verstellring (63) längs seiner Achse (43) verschiebbar mit dem Schneckenrad oder Schneckenradsegment (63c) verbunden ist.

17. Brennkraftmaschine nach einem oder mehreren der Ansprüche 3 bis 16, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Kolben (31, 331) teleskopierbar ist.

18. Brennkraftmaschine nach Anspruch 17, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Teleskopteile des Kolbens (31, 331) relativ zueinander drehbar gelagert sind.

19. Brennkraftmaschine nach Anspruch 17 oder 18, **dadurch gekennzeichnet**, daß der hintere Teleskopteil undrehbar und längs verschiebbar gelagert ist.

20. Brennkraftmaschine nach einem oder mehreren der Ansprüche 9 bis 19, **dadurch gekennzeichnet**, daß die zweite Verstellvorrichtung (361) ein drehbar und axial verstellbar gelagertes Verstellteil vorzugsweise in Form eines den Kolben (331) umgebenden Ringes oder einer Hülse (360) aufweist, die bei ihrer axialen Verschiebung den Kolben (331) axial verschiebt.

21. Brennkraftmaschine nach Anspruch 20, **dadurch gekennzeichnet**, daß das vordere Teleskopteil des Kolbens (331) vorzugsweise mit einem Flansch (331.1) rückseitig am Verstellteil (360) anliegt und durch eine Feder (332) gegen das Verstellteil (360) vorgespannt ist, und daß das hintere Teleskopteil (352) durch eine Feder (356) geringerer Federkraft gegen den Nockenring (354) vorgespannt ist.

22. Brennkraftmaschine nach Anspruch 20 oder 21, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Ring oder die Hülse (360) durch einen oder mehrere auf dem Umfang verteilt angeordnete radiale Stifte (361) geführt ist, die mittelbar oder unmittelbar an der Wand des Zylinderkopf-Deckels (2) gehalten sind und in Führungsschlitze (360.1) im Ring oder in der Hülse (360) einpassen, die in Umfangsrichtung schräg oder mit einer Steigung verlaufen.

23. Brennkraftmaschine nach einem oder mehreren der Ansprüche 8 bis 22, **dadurch gekennzeichnet**

zeichnet, daß der ersten und/oder zweiten Verstellvorrichtung ein in seiner Ausdehnung temperaturabhängiges Verstellglied, insbesondere ein Dehnstoffelement, zugeordnet ist.

24. Brennkraftmaschine nach Anspruch 22 und 23, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Hülse (360) in einem Verstellagerring (358) drehbar gelagert ist, der um seine Achse (32) drehbar im Zylinderkopf-Deckel (2) gelagert und durch einen oder mehrere einander diametral oder sternförmig gegenüberliegende radiale Stifte (361) geführt ist, die am Zylinderkopf-Deckel (2) gehalten sind und in Führungsschlitze (358.1) im Verstellagerring (358) einfassen, die in Umfangsrichtung schräg oder mit einer Steigung verlaufen.

25. Brennkraftmaschine nach Anspruch 23 und 24, **dadurch gekennzeichnet**, daß das Verstellglied am Verstellagerring (358) angreift.

26. Brennkraftmaschine nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 25, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Achse der Einspritzdüse (29, 229, 329) bezüglich des kugelförmigen Steuerkörpers (15) radial verläuft.

27. Brennkraftmaschine nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 26, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Achse der Einspritzdüse (29) zur, der Einspritzpumpe (27, 327) abgewandten Seite versetzt oder um einen Winkel (W) verdreht ist.

28. Brennkraftmaschine nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 27, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Einspritzdüse (29, 229, 329) und die Einspritzpumpe (27, 327) vorzugsweise in einer sich längs der Rotationsachse (32) des Kugeldrehchiebers (3) erstreckenden Ebene liegen, und die Einspritzpumpe (27) bezüglich der Steuerkanäle (14a, 14b) vorzugsweise einiaßseitig angeordnet ist.

29. Brennkraftmaschine nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 28, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Einspritzdüse (29, 229, 329) ein Schließglied (76, 284) zugeordnet ist, das elastisch in seine Schließstellung vorgespannt ist und durch den Einspritzdruck zu öffnen ist.

30. Brennkraftmaschine nach Anspruch 29, **dadurch gekennzeichnet**, daß das Schließglied durch eine innenseitig von der Düsenöffnung angeordnete, längs verschiebbar geführte Düsenadel (76) gebildet ist.

31. Brennkraftmaschine nach Anspruch 30, **dadurch gekennzeichnet**, daß die vorzugsweise mit einem kegelförmigen Abschnitt in die Düsenöffnung (29.1) ragende Düsenadel (76) einen der Düsenöffnung (29.1) abgewandten Führungsabschnitt (83) sowie einen der Düsenöffnung (29.1) zugewandten, gegenüber dem Führungsabschnitt (83) verjüngten, einen axialen Kanal (88) des Düsenhaltekörpers (75) mit radialem Freiraum durchsetzenden Nadelabschnitt (84) aufweist und daß

der Kanal (88) mit dem Druckraum (28) der Einspritzpumpe (27) verbunden ist.

32. Brennkraftmaschine nach Anspruch 29, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Einspritzdüse (29) durch ein Membranventil gebildet ist, vorzugsweise mit einer Membran (284), die in der Schließstellung mit dem Rand einer zentralen Öffnung (287) an einem koaxialen Zapfen (283) anliegt.

33. Brennkraftmaschine nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 32, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Einspritzpumpe (27, 327) und die Einspritzdüse (29, 229, 329) in einem oder jeweils einem von der Innenwand des hohlkugelförmigen Steuerkörpers (17) radial einwärts vorstehenden Vorsprüngen (91, 92) angeordnet sind.

34. Brennkraftmaschine nach wenigstens einem der Ansprüche 1 bis 33, **dadurch gekennzeichnet**, daß sich im Steuerkörper (15) und in wenigstens einem Zapfen (14a) des Kugeldrehchiebers (3) wenigstens ein die Wandungen der Einspritzpumpe (27) und/oder Einspritzdüse (29) oder der letztere aufnehmenden Vorsprünge (91, 92) wenigstens teilweise umgebender Kühlkanal erstreckt, der vorzugsweise durch Öffnungen bzw. Kanalabschnitte im Zylinderkopf-Deckel (2) mit den Kühlkanälen (9) des Zylinderblocks (4) der Brennkraftmaschine verbunden ist.

35. Brennkraftmaschine nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 34, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Zylinderdeckel (2) aus einem axial zum Kugeldrehchieber (3) geteilten Deckeloberteil (2.1) und Deckelunterteil (2.2) gebildet ist, daß im Deckelunterteil (2.2) ein sich von den kugelförmigen Steuerkörpern (15) zum Verbrennungsraum (125) erstreckender Durchlaßkanal vorgesehen ist, und daß dieser Durchlaßkanal durch eine im Deckelunterteil (2.2) vorzugsweise um seine Mittelachse drehbar in einer Ringnut im Deckelunterteil (2.2) angeordnete Ringdichtung (12) abgedichtet ist.

36. Brennkraftmaschine nach Anspruch 35, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Ringdichtung (12) zur der Einspritzpumpe (27) abgewandten Seite hin geneigt, vorzugsweise koaxial zur Achse der Einspritzdüse (29) angeordnet ist.

37. Brennkraftmaschine nach einem oder mehreren der Ansprüche 6 bis 36, **dadurch gekennzeichnet**, daß die zylindrische Umfangsfläche (37) des Ringansatzes (36) durch eine Wellendichtung (108) abgedichtet ist, die an der Innenwand des Deckels (2) vorzugsweise in einer Ringnut (107) gehalten ist.

38. Brennkraftmaschine nach Anspruch 37, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Wellendichtung (108) ein im wesentlichen zylindrisches Stegteil (115), zwei von dessen Rändern radial ausgehende Wandteile (121) und zwei davon ausgehende und sich aufeinanderzu erstreckende Dichtungsschen-

kel (119) mit jeweils einer ersten und gegebenenfalls auch zweiten Dichtungslippe (109, 120) aufweist.

39. Brennkraftmaschine nach Anspruch 37, **dadurch gekennzeichnet**, daß zwei gleiche Wellendichtungen mit jeweils einem im wesentlichen zylindrischen Stegteil (115) und einem radialen Dichtungs-Wandteil so ausgebildet und spiegelbildlich zueinander angeordnet sind, daß die Stegteile (115) und die von den Wandteilen ausgehenden, erste und gegebenenfalls auch zweite Dichtungslippen (109, 120) aufweisenden Dichtungsschenkel (119) einander zugewandt sind.

40. Brennkraftmaschine nach Anspruch 38 oder 39, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Brennstoff-Zuführungsleitung radial einwärts durch den Hohlraum (118) der Wellendichtung (108) geführt ist und einen Leitungsanschluß (105) am Mantel des Deckels (2), einen radialen und/oder ringförmigen Kanalabschnitt (106) wenigstens eine Öffnung (114) im oder in den Stegteilen (115), einen zwischen den ersten Dichtungslippen (109) angeordneten radialen Kanalabschnitt (116) und weiterführende axiale, radiale und/oder ringförmige Kanalabschnitte aufweist.

41. Brennkraftmaschine nach Anspruch 40, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Einspritzpumpe (27, 327) eine Hochdruck-Einspritzpumpe ist, und der Brennkraftmaschine (1) eine Niederdruck-Brennstoffpumpe zugeordnet ist, die mit dem Leitungsanschluß (105) verbunden ist.

42. Brennkraftmaschine, insbesondere nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 41, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Hohlraum (8) des Kugelkörpers (15) an den Kühlkreislauf der Brennkraftmaschine angeschlossen ist.

43. Brennkraftmaschine nach Anspruch 42, **dadurch gekennzeichnet**, daß zwei Kühlkanalabschnitte (8.6, 8.10, 8.11) im Zylinderkopf-Deckel (2) vorgesehen sind, von denen der eine durch wenigstens eine Öffnung (8.9) in der Bodenwand des Deckels (2) an den Kühlkanal (9) des Zylinders (4) angeschlossen ist und durch einen ersten, einen Lagerzapfen (14a) des Kugeldrehschiebers (3) umgebenden Ringkanal (8.10) mit wenigstens einem ersten axialen, zum Hohlraum (8) führenden Kühlkanal (8.1) im Lagerzapfen (14a) durch einen radialen Schlitz (102) in Verbindung steht, und von denen der andere Kühlkanalabschnitt durch einen zweiten, den Lagerzapfen (14a) umgebenden Ringkanal (8.11) mit einem zum ersten Kühlkanal (8.1) in Umfangsrichtung versetzten zweiten axialen, vom Hohlraum (8) im Lagerzapfen (14a) ausgehenden Kühlkanal (8.2) durch einen radialen Schlitz (103) in Verbindung steht sowie an der Oberfläche des Zylinderkopf-Deckels (2) mündet, wobei die Ringkanäle (8.10, 8.11) bzw. die radialen Schlitze (102, 103) axial versetzt (v) zueinander angeordnet

sind.

44. Brennkraftmaschine nach Anspruch 43, **dadurch gekennzeichnet**, daß die axialen Kühlkanäle (8.10, 8.11) bzw. die axialen Kühlkanäle (8.1, 8.2) dem bzw. in dem Abgas-Gaskanal (17) enthaltenen Lagerzapfen (14a) zugeordnet bzw. angeordnet sind.

45. Brennkraftmaschine nach Anspruch 43 oder 44, **dadurch gekennzeichnet**, daß ein einen Ringraum bildender radialer Abstand zwischen der Lagerzapfenwand (14c) und der Gaskanalwand (17a) vorgesehen ist und die axialen Kühlkanäle (8.1, 8.2) durch Längsstege (98) voneinander getrennt sind, die vorzugsweise einteilig radial von der Gaskanalwand (17a) und/oder der Lagerzapfenwand (14c) ausgehen, und die Kühlkanäle (8.1, 8.2) an ihren äußeren Enden durch eine radiale Stegwand (17b) begrenzt sind.

46. Vorrichtung nach einem oder mehreren der Ansprüche 43 bis 45, **dadurch gekennzeichnet**, daß axiale Kühlkanäle (8.1, 8.2) vorzugsweise in der Anzahl einer geraden Zahl, insbesondere vier Stück, einander diametral oder sternförmig gegenüberliegend angeordnet sind, wobei bei mehr als zwei Kühlkanälen (8.1, 8.2) solche gleicher Strömungsrichtung einander diametral gegenüberliegen oder in Umfangsrichtung benachbart sind.

47. Vorrichtung nach einem oder mehreren der Ansprüche 42 bis 46, **dadurch gekennzeichnet**, daß im Bereich der Trennwand (99) zwischen den Ringkanälen (8.10, 8.11) das Zylinderkopfgehäuse radial geteilt ist und die Trennwand (99) Teil des einen, vorzugsweise des axial äußeren Gehäuseteils (100) ist.

48. Brennkraftmaschine, insbesondere nach einem der Ansprüche 1 bis 47, wobei mehrere Zylinder in einer Reihe angeordnet sind und jedem Zylinder ein sich quer zur Reihe erstreckender Kugeldrehschieber zugeordnet ist, **dadurch gekennzeichnet**, daß die kugelförmigen Steuerkörper (415) benachbarter Kugeldrehschieber (403) gegenüber der Reihe (ZR) axial in einander entgegengesetzte Richtungen versetzt sind.

49. Brennkraftmaschine nach Anspruch 48, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Einspritzvorrichtung bzw. -pumpe (26, 326) jeweils auf der Seite des kugelförmigen Steuerkörpers (415) angeordnet ist, in die die Versetzungsrichtung zeigt oder vorzugsweise der Versetzungsrichtung abgewandt ist.

50. Brennkraftmaschine nach Anspruch 48 oder 49, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Eingangs- und Ausgangssteuerkanäle (16, 17) jeweils wechselseitig auf der einen und der anderen Seite des Zylinderblocks (404) oder vorzugsweise jeweils auf derselben Seite des Zylinderblocks (404) angeordnet sind.

51. Brennkraftmaschine nach einem oder meh-

rerer der Ansprüche 48 bis 50, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Einspritzvorrichtungen bzw. -pumpen (26, 326) sich auf ein und derselben Seite der Brennkraftmaschine befinden und dabei insbesondere auf der Auslaßseite oder vorzugsweise auf der Einlaßseite des Kugeldrehschiebers (403) bzw. Steuerkörpers (415) angeordnet sind. 5

52. Brennkraftmaschine nach einem oder mehreren der Ansprüche 48 bis 51, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Durchlaßkanal im Deckelunterteil (402.2) zu der Seite hin schräg oder gekrümmt ist, zu der der zugehörige Steuerkörper (415) versetzt ist. 10

53. Brennkraftmaschine nach einem oder mehreren der Ansprüche 48 bis 52, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Durchlaßkanäle (424) im Deckelunterteil (402.2) einen längs der Reihe (ZR) gerichteten, länglichen Querschnitt aufweisen. 15

20

25

30

35

40

45

50

55

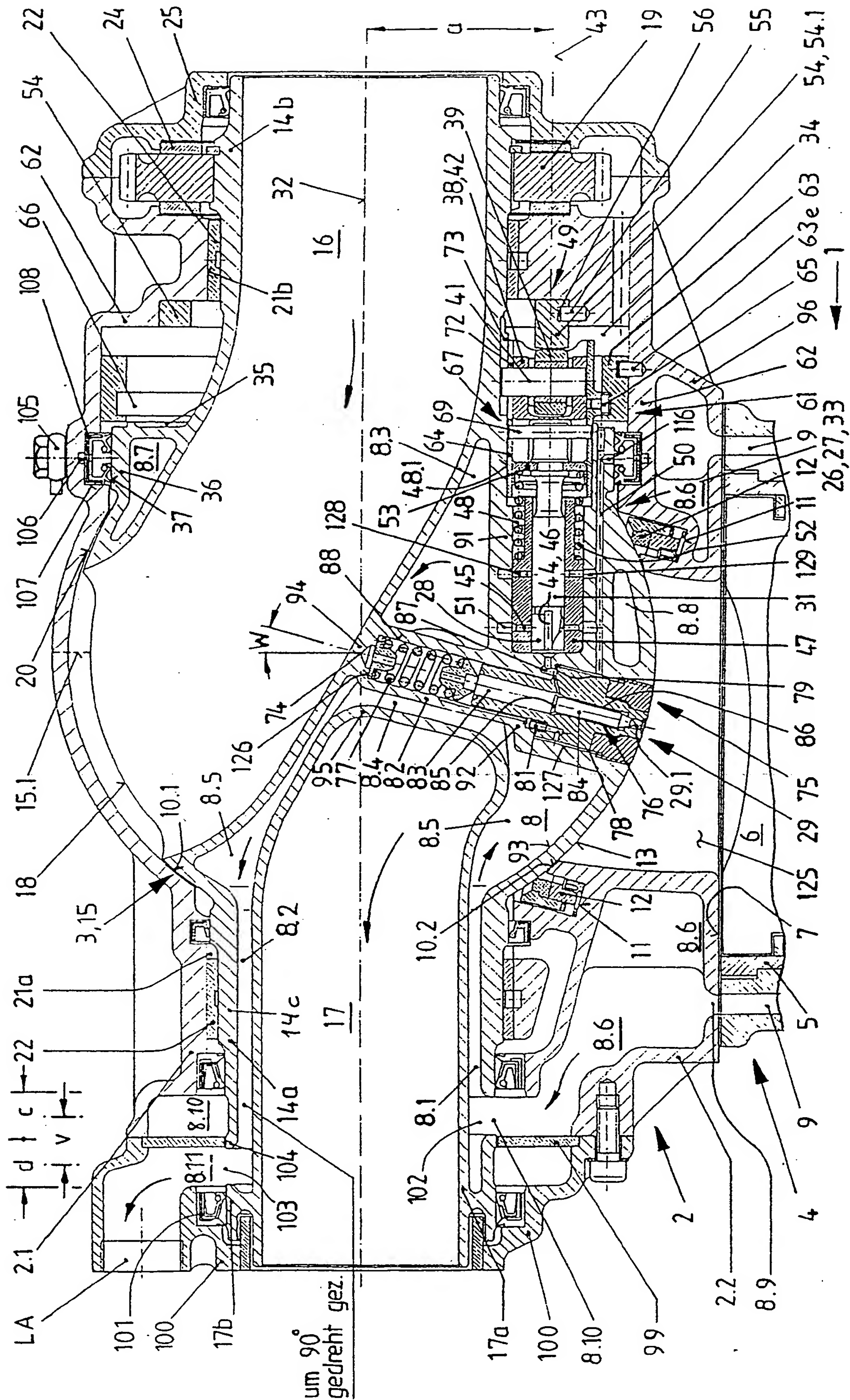


Fig. 1

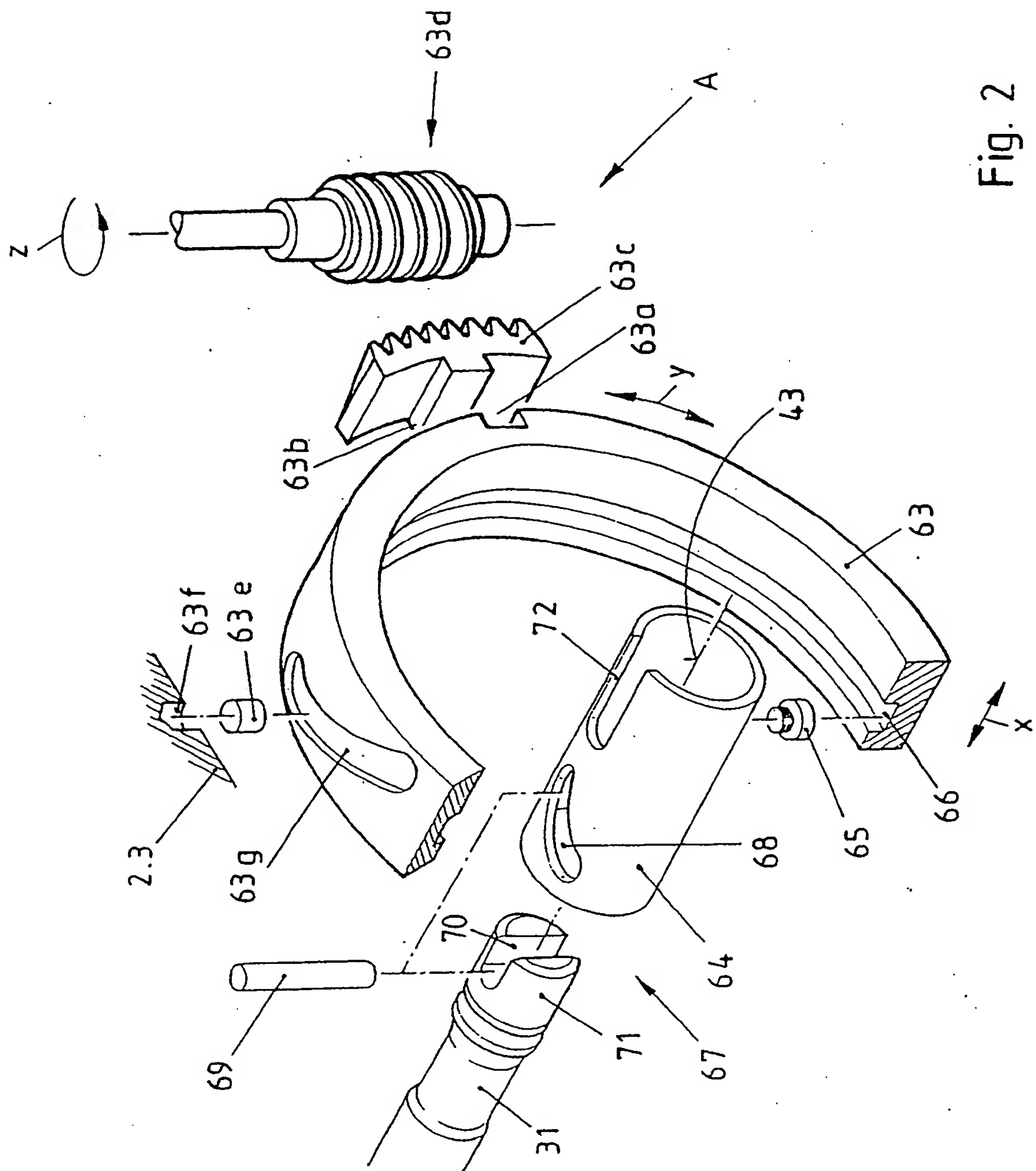


Fig. 2

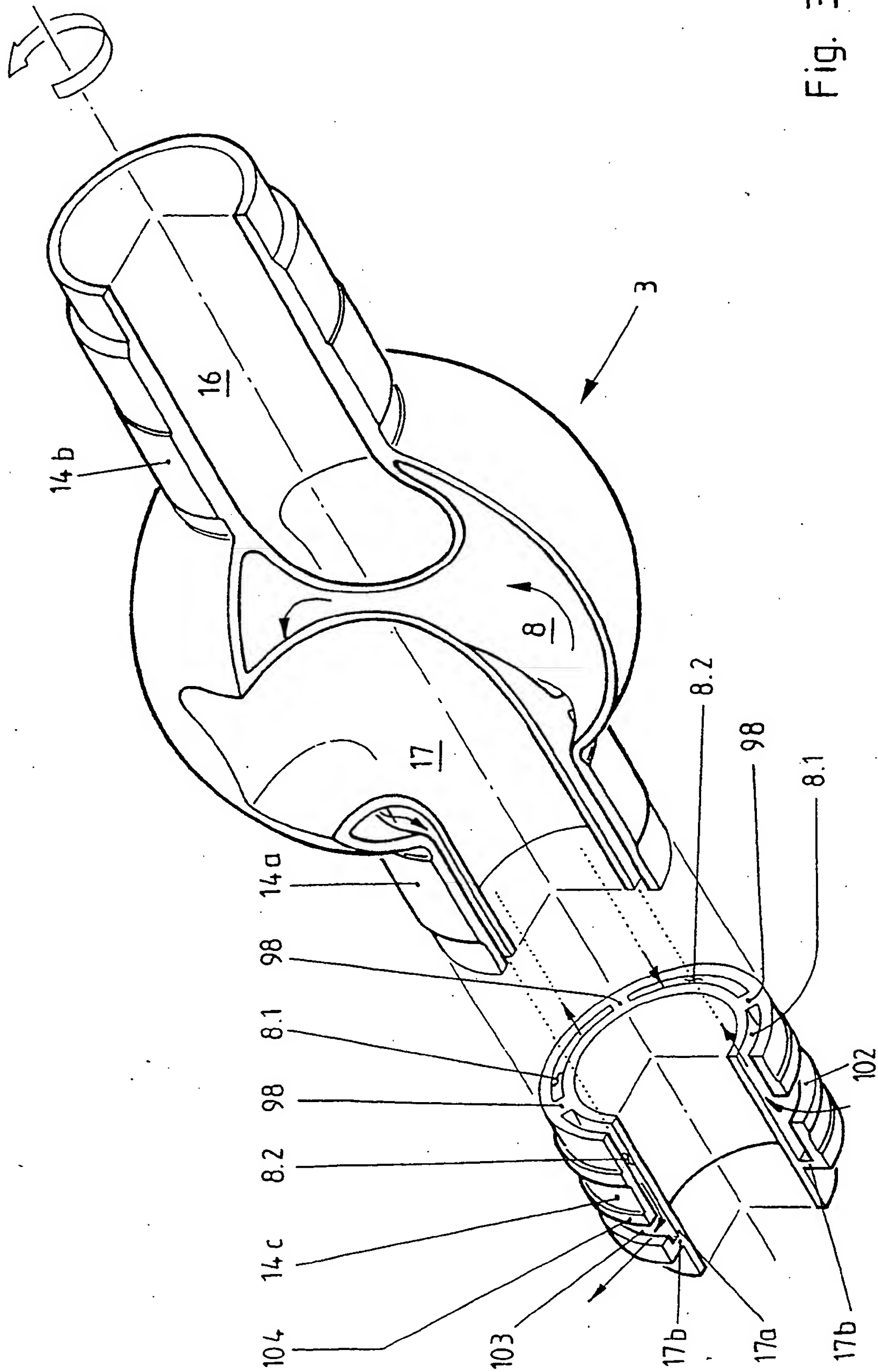


Fig. 3

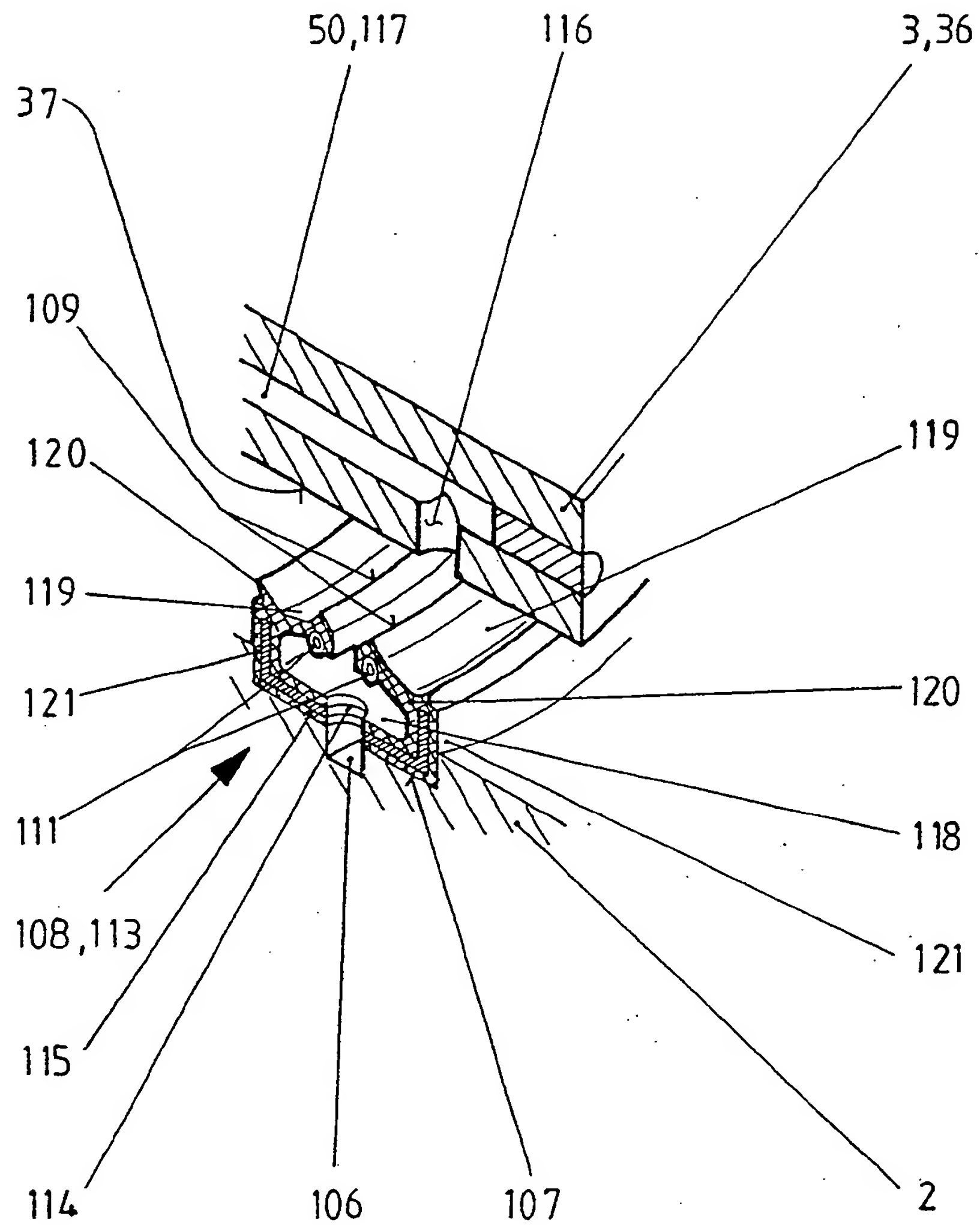


Fig. 4

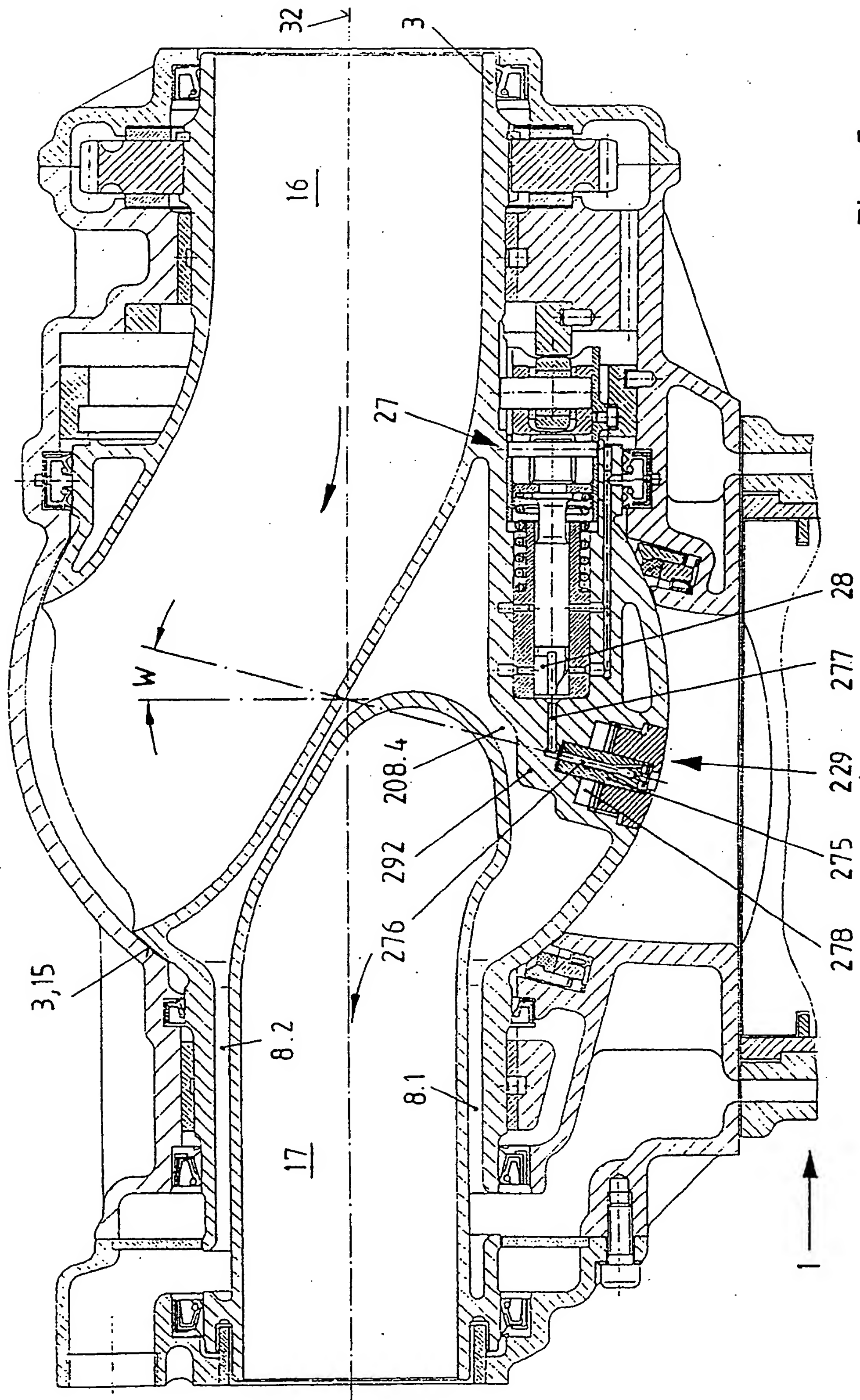


Fig. 5

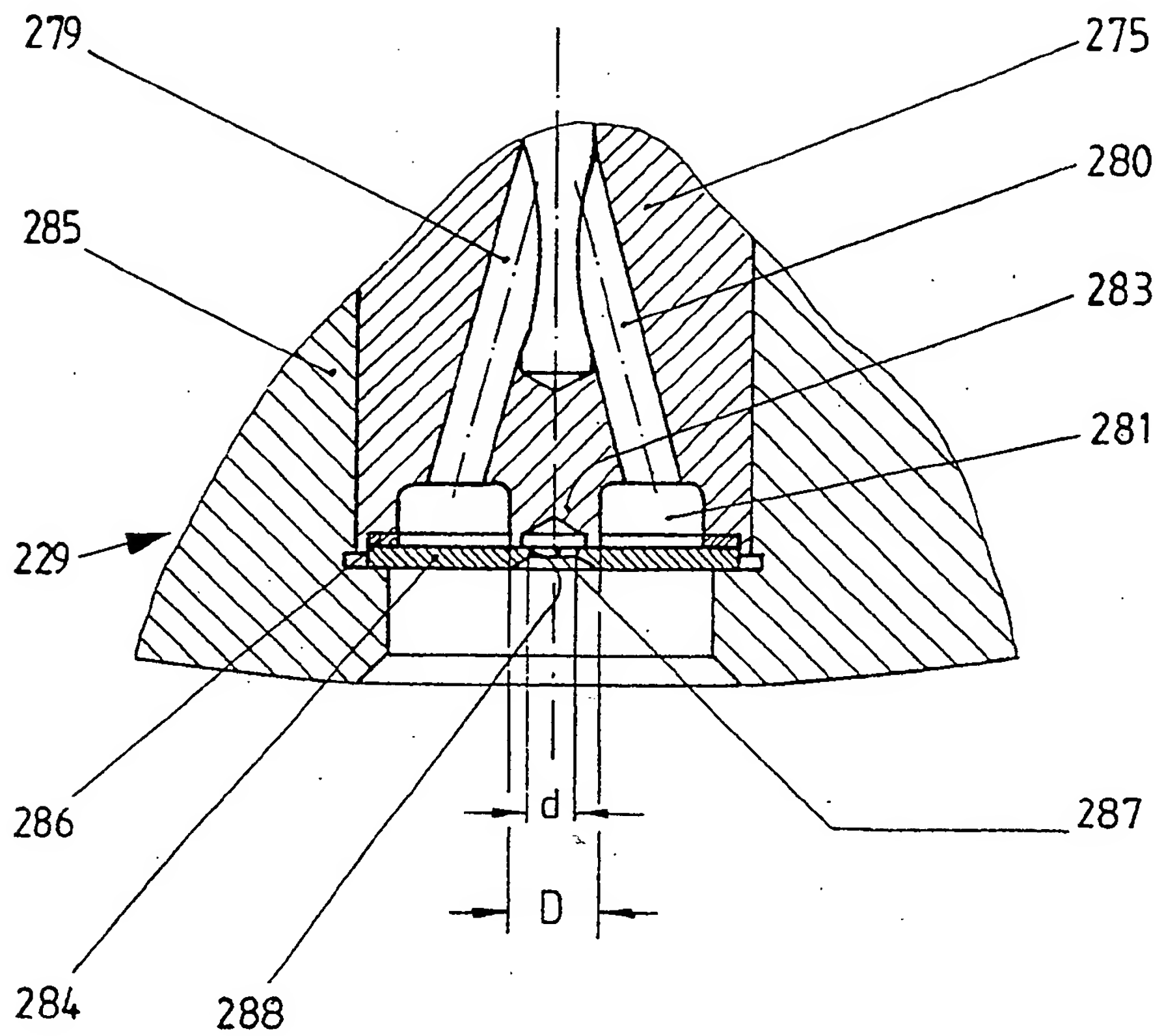


Fig. 6

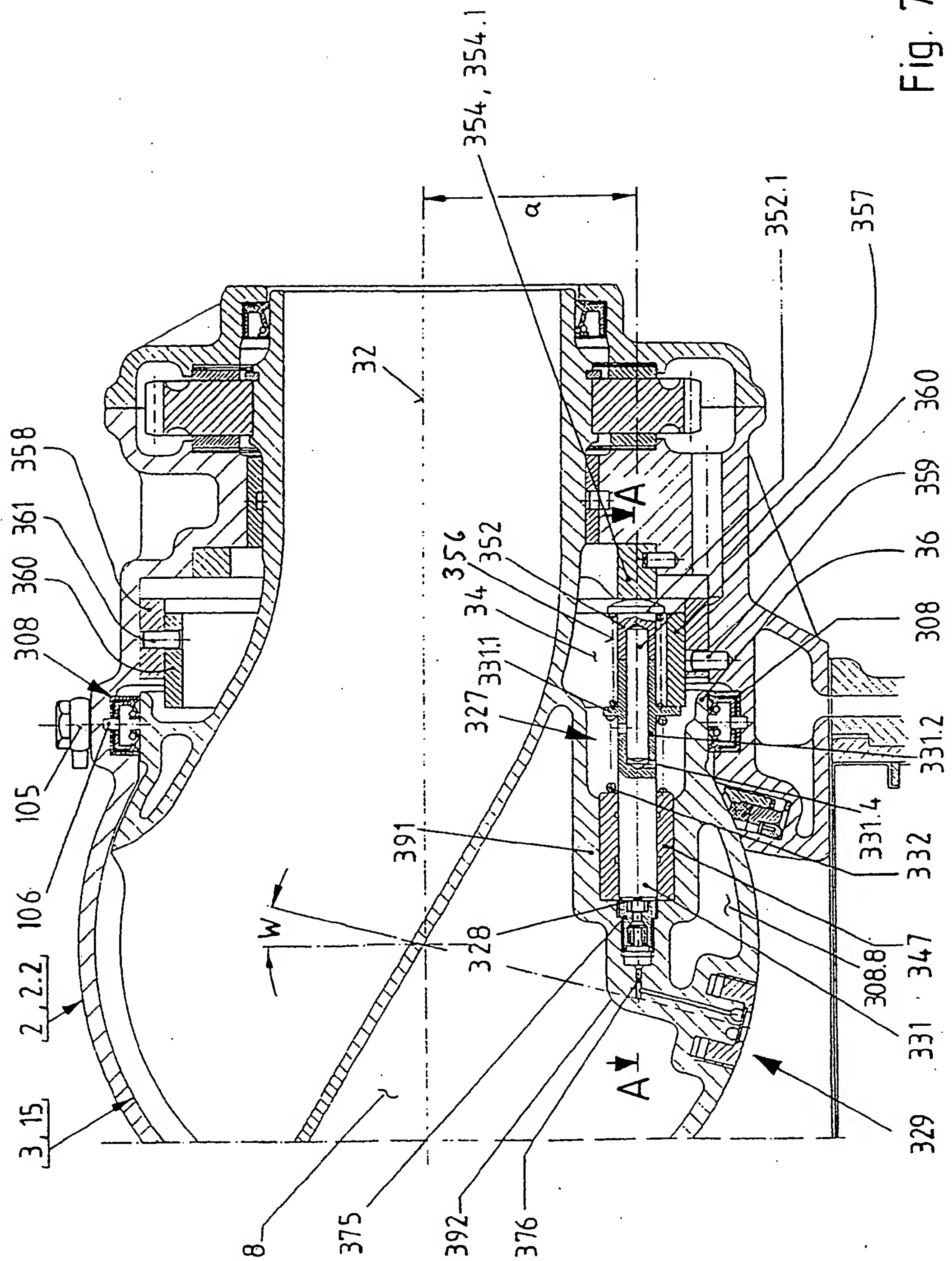


Fig. 7

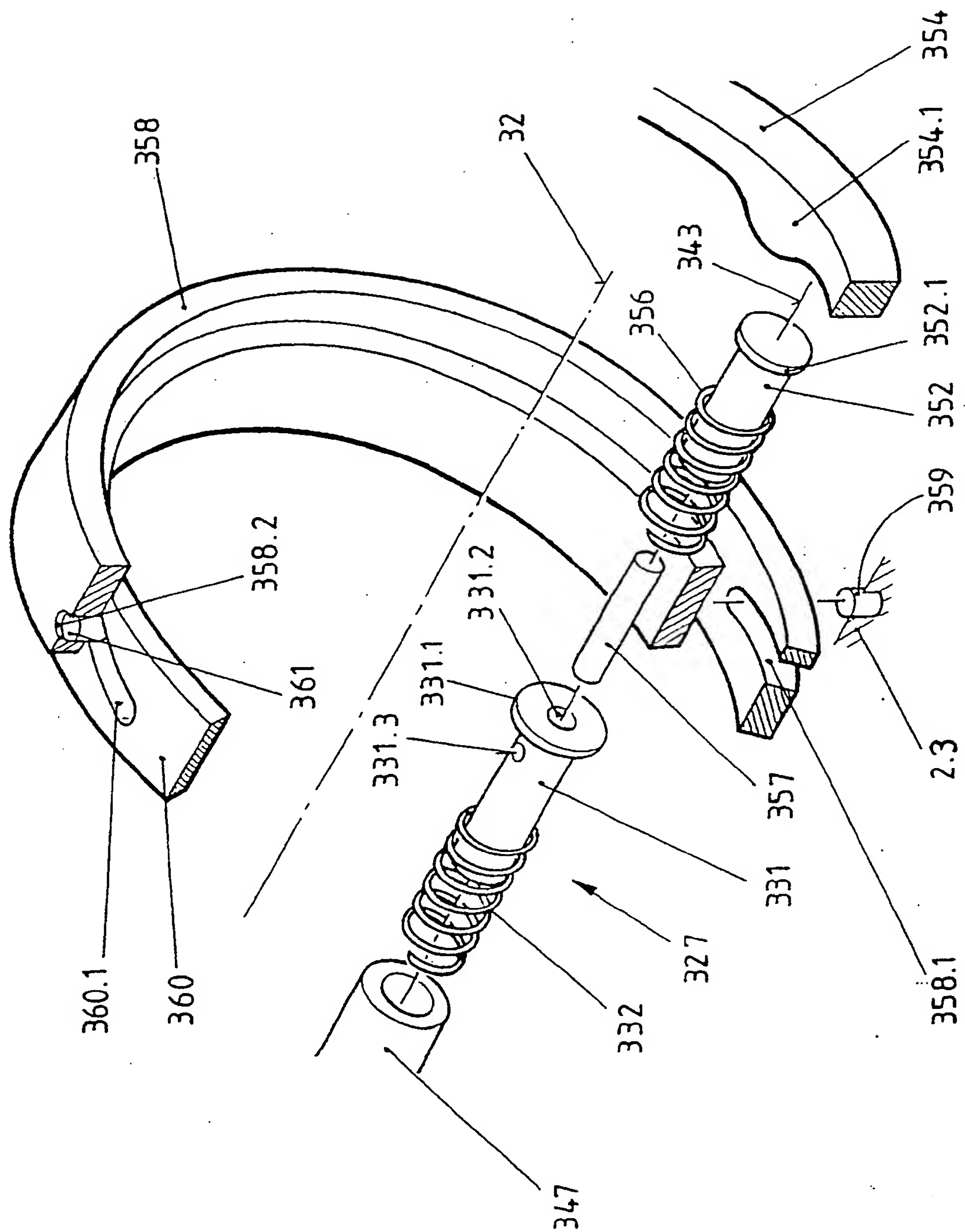


Fig. 8

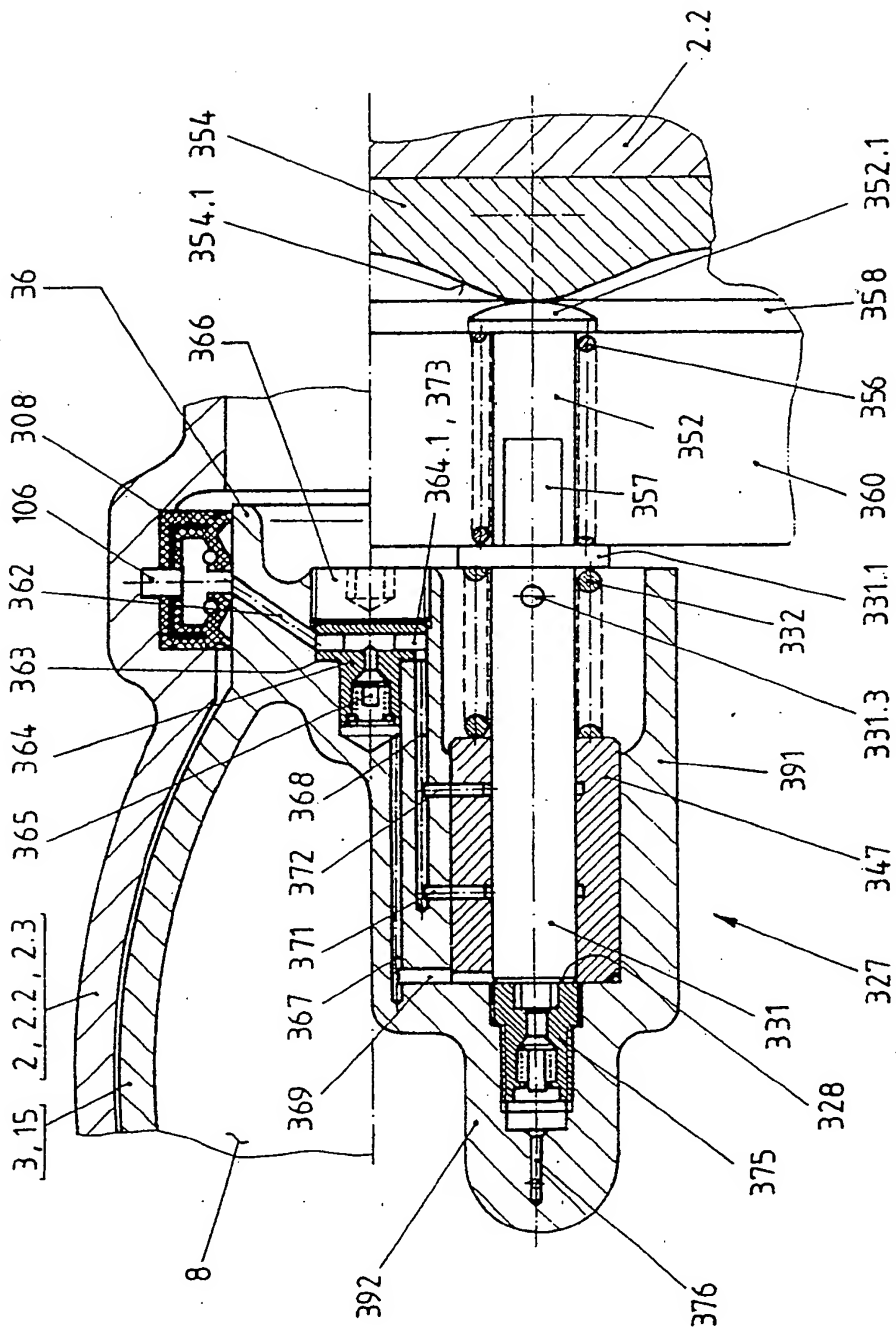
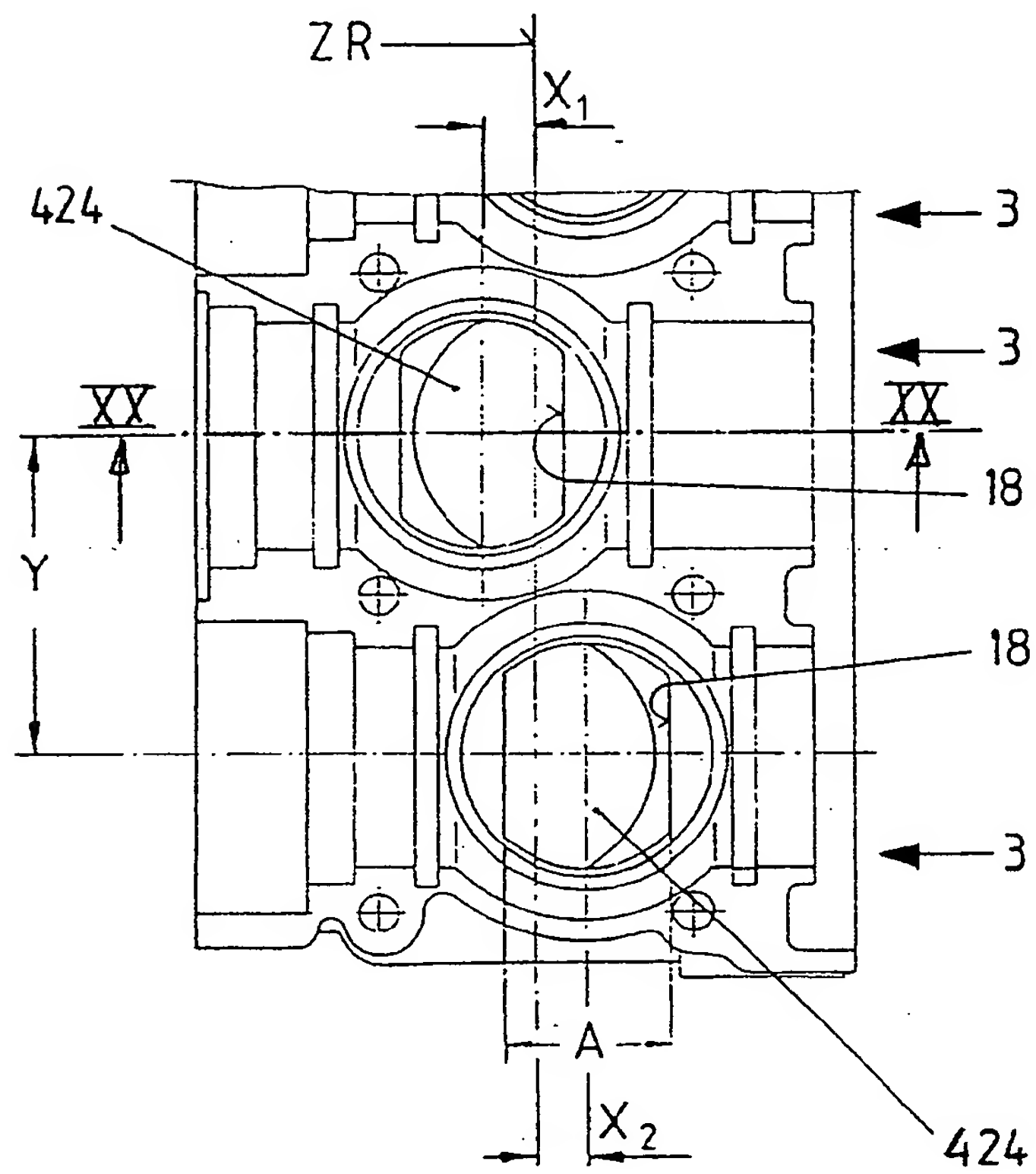
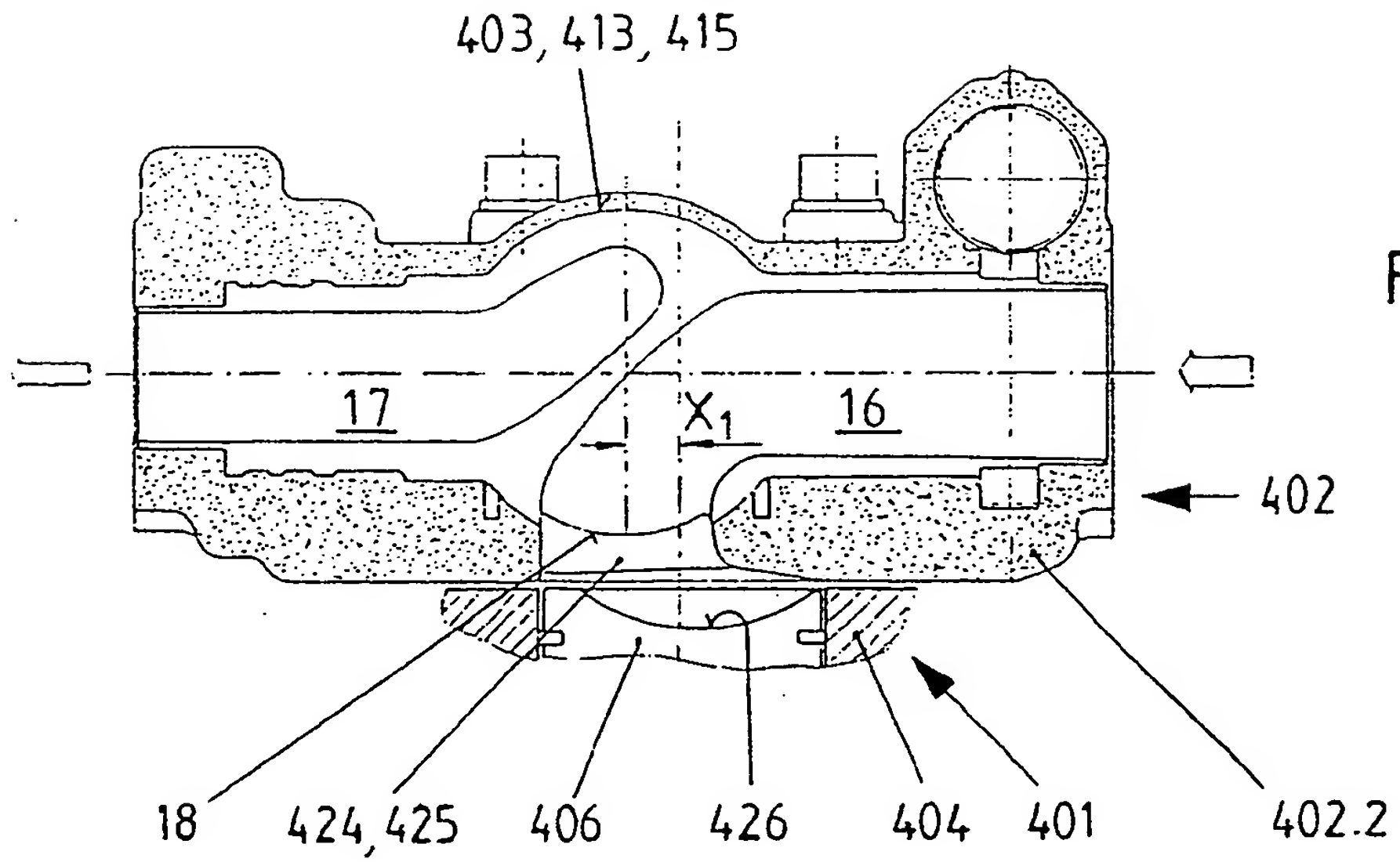


Fig. 9





EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int. Cl.5)
A	DE-U-8706821.4 (FICHT) * Seite 11, Zeile 1 - Seite 12, Zeile 18 * * Seite 16, Zeile 17 - Seite 16, Zeile 23 * * Seite 17, Zeile 1 - Seite 17, Zeile 5 * * Seite 17, Zeile 16 - Seite 17, Zeile 21 * * Seite 20, Zeile 1 - Seite 20, Zeile 8; Figuren 1, 2 * D, P, A & WO-A-8808920 ---	1	F01L7/10 F01L7/18 F02M57/04 F02M63/00
A	EP-A-222260 (FICHT) * Seite 5, Zeile 2 - Seite 5, Zeile 5 * * Seite 7, Zeile 5 - Seite 8, Zeile 21; Figuren 1-8 * -----	1	
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (Int. Cl.5)
			F01L F02M
Recherchenort DEN HAAG		Abschlußdatum der Recherche 27 FEBRUAR 1990	Prüfer LEFEBVRE L.J.F.
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie A : technologischer Hintergrund O : mündliche Offenbarung P : Zwischenliteratur T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze E : älteres Patentdokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist D : in der Anmeldung angeführtes Dokument L : aus andern Gründen angeführtes Dokument & : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument			